大型燃气-蒸汽联合循环发电设备与运行：

机务分册

广东惠州天然气发电有限公司○编著

机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

大型燃气-蒸汽联合循环发电设备与运行：机务分册

广东惠州天然气发电有限公司　编著

机 械 工 业 出 版 社

本书以日本三菱公司和东方电气集团合作生产的 M701F3 型燃气-蒸汽联合循环发电机组为例，介绍了大型燃气-蒸汽联合循环机组的主要热力组成设备和辅助系统，并结合实际的运行经验，对主要热力设备和辅助系统的结构及组成、运行操作方法和事故处理等进行了重点介绍。全书共分九章：前两章介绍了联合循环整体工艺流程及基本理论原理，第三、四、五章分别对联合循环的三大主要组成部分（燃气轮机、蒸汽轮机、余热锅炉）的工作原理、性能、结构、控制、保护等进行介绍；第六章对各辅助系统设备组成、运行维护及异常处理进行了阐述；第七章介绍了联合循环整机启停操作及事故处理；最后两章对联合循环机组水汽监督和仿真培训进行了简单介绍。

本书适合从事大型燃气轮机及其联合循环电厂设计、调试、运行的技术人员、管理人员使用，可作为运行人员及相关生产人员的培训教材，也可供高等院校热能及动力类专业师生参考。

图书在版编目（CIP）数据

大型燃气-蒸汽联合循环发电设备与运行：机务分册/广东惠州天然气发电有限公司编著. —北京：机械工业出版社，2013.5（2014.8 重印）
ISBN 978-7-111-42338-6

Ⅰ.①大… Ⅱ.①广… Ⅲ.①燃气-蒸汽联合循环发电-发电机组-介绍 Ⅳ.①TM611.31

中国版本图书馆 CIP 数据核字（2013）第 088793 号

机械工业出版社（北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037）
策划编辑：江婧婧 责任编辑：王 欢
版式设计：霍永明 责任校对：胡艳萍 陈秀丽
责任印制：刘 岚
北京京丰印刷厂印刷
2014 年 8 月第 1 版 · 第 2 次印刷
184mm×260mm · 25.25 印张 ·642 千字
3 001—4 000 册
标准书号：ISBN 978-7-111-42338-6
定价：69.50 元

凡购本书，如有缺页、倒页、脱页，由本社发行部调换

电话服务
社服务中心：（010）88361066
销售一部：（010）68326294
销售二部：（010）88379649
读者购书热线：（010）88379203

网络服务
教材网：http://www.cmpedu.com
机工官网：http://www.cmpbook.com
机工官博：http://weibo.com/cmp1952
封面无防伪标均为盗版

大型燃气-蒸汽联合循环发电设备与运行
编　委　会

主　　任　范云滩

副 主 任　林书敏　聂　伟　丁建华　蔡青春　李三强

委　　员　姜　建　邓小明　黄湛勋　周　科　刘　斌
薛少华

大型燃气-蒸汽联合循环发电设备与运行：机务分册
编 写 人 员

主　　编　蔡青春

副 主 编　薛少华　龙双喜

参编人员　穆利洪　袁　野　黄纪新　陈　愈　谢淑坤
谢　冰　燕金栋　刘安云　邓腊兵　柯　涛
曾万模

《大型燃气-蒸汽联合循环发电设备与运行》

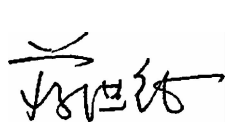
序

燃气-蒸汽联合循环发电技术由于具有热效率高、建设周期短、单位容量投资费用低、占地少、污染物排放量少等优点，自 20 世纪 80 年代以来，在世界很多国家得到了广泛应用。伴随我国天然气“西气东输”工程的建设和外国液化天然气（LNG）的引进，进入 21 世纪，燃气轮机及其联合循环发电也日益成为我国电力系统的重要组成部分。其中，燃气-蒸汽联合循环发电得到了广泛应用。当前，随着世界范围内人们对环保质量要求的提高，以燃烧洁净燃料天然气为主的燃气轮机及其联合循环发电技术将会迎来更大的发展。

广东惠州天然气发电有限公司（即惠州 LNG 电厂）是国家以“市场换技术”政策，通过项目捆绑招标引进日本三菱公司与东方电气集团合作生产的 M701F3 型燃气-蒸汽联合循环机组的设备，首批建成投产运行的 F 级燃气-蒸汽联合循环电厂。自电厂成立以来，荣获诺诚（NOSA）安健环综合管理系统五星级评定、中国电力优质工程奖、国家优质工程银质奖、全国电力行业标准化良好行为 AAAA 级单位、全国电力行业卓越绩效质量奖等众多国家及行业荣誉。

自电厂投产以来，广东惠州天然气发电有限公司就对技术资料进行了广泛、深入地研究，并结合多年积累的安装、调试、运行、检修、维护经验，组织技术骨干编写了大量的培训资料，同时培养了一只优秀的内训师队伍，并承接了包括白俄罗斯明斯克五号电站、中海油莆田燃气电厂等国内外多家电厂的岗前培训任务。同时，经过多年的生产运营，积累了大量的大型联合循环发电机组实际运行经验。在此基础上，鉴于我国目前对大型燃气-蒸汽联合循环电站编写的专业书籍甚少，特别是针对大型燃气-蒸汽联合循环电站运行人员的培训教材尤其缺乏，广东惠州天然气发电有限公司本着总结技术、深入钻研、不断提高的宗旨，践行“行业标杆、育才基地”的企业使命，组织编写了《大型燃气-蒸汽联合循环发电设备与运行》丛书。

本丛书内容深入浅出，主要内容涵盖大型燃气-蒸汽联合循环电站设备及运行的方方面面，对电厂机务和电气的主设备和分系统方面的知识进行详细地阐述，并侧重于大型联合循环机组的实际运行经验、典型事故处理等方面内容的经验积累和总结。丛书凝结了广东惠州天然气发电有限公司技术骨干和专业技术人员的心血和智慧，希望能为大型燃气-蒸汽联合循环电厂运行人员及相关生产人员提供一套集基本理论知识、系统设备、机组实际操作、典型事故处理及培训为一体的实用性较强的教材；同时也希望能够为我国大型燃气轮机的设计制造、应用能力的提高，贡献一份力量。

中国工程院院士 

前　言

随着燃气轮机技术的日益成熟、天然气资源的进一步开发和应用，以及人们对环境保护的重视，大型燃气轮机及其联合循环发电近年来在我国得到了蓬勃发展，已经逐渐成为我国电力工业的一个重要组成部分。

为适应 F 级燃气-蒸汽联合循环电站建设及技术快速发展的需要，同时鉴于我国目前针对大型燃气-蒸汽联合循环电站运行人员培训的专业书籍甚少，广东惠州天然气发电有限公司组织技术力量，编写了丛书《大型燃气-蒸汽联合循环设备与运行》，分《机务分册》和《电气分册》。本书为其中的《机务分册》。

本书内容着重于对燃气-蒸汽联合循环发电的各热力设备和系统进行阐述，并以日本三菱公司与东方电气集团合作生产的 M701F3 型燃气-蒸汽联合循环发电机组为例，介绍了整个联合循环电厂的主要热力设备和辅助系统，并结合实际的运行经验，对主要热力设备和辅助系统的结构及组成、运行操作方法和事故处理等进行了重点介绍。全书共分九章：前两章介绍了联合循环机组整体工艺流程及基本理论原理；第三、四、五章分别对联合循环机组的三大主要组成部分（燃气轮机、蒸汽轮机、余热锅炉）的工作原理、结构、性能、控制保护等进行介绍；第六章对各辅助系统设备组成、运行维护及异常处理进行了阐述；第七章介绍了联合循环机组整机启停操作及事故处理；最后两章对联合循环机组水汽监督和仿真培训进行了简单介绍。

本书由广东惠州天然气发电有限公司负责编写，本册主编为蔡青春同志，副主编为薛少华和龙双喜同志，由龙双喜同志负责本书的总体协调和汇总，由蔡青春、龙双喜同志负责审稿工作。参与编写的人员有：蔡青春、龙双喜、穆利洪、袁野、黄纪新、陈愈、谢淑坤、谢冰、燕金栋、刘安云、邓腊兵、柯涛、曾万模。

在本书编写的过程中，作者参阅了大量国内外相关的学术著作、论文和工作报告，参考了许多相关专业图书和资料，甚至引用或介绍了其中部分的论述和观点，在此特致感谢。

由于作者水平有限，书中难免有不少错误和不足之处，恳请广大读者批评指正。

作　者

2013 年 4 月

目　录

序

前言

第一章　燃气-蒸汽联合循环总体介绍 …… 1

第一节　绪论 …… 1

一、燃气-蒸汽联合循环概念 …… 1

二、燃气-蒸汽联合循环的主要特点 …… 1

三、我国发展燃气-蒸汽联合循环的必要性 …… 3

四、以天然气为燃料的燃气-蒸汽联合循环的发展前景 …… 5

第二节　燃气-蒸汽联合循环 …… 5

一、典型的联合循环发电方式 …… 5

二、典型的联合循环机组轴系配置 …… 8

三、燃气-蒸汽联合循环机组主要性能指标 …… 12

第三节　M701F3 型联合循环机组介绍 …… 16

一、燃气轮机 …… 16

二、余热锅炉 …… 17

三、蒸汽轮机 …… 17

四、发电机 …… 18

五、其他辅助设备 …… 18

第二章　基础理论知识 …… 19

第一节　概述 …… 19

第二节　工程热力学基础知识 …… 19

一、工质的状态参数 …… 19

二、理想气体的状态方程 …… 20

三、功和热量 …… 21

四、热力学第一定律 …… 22

五、理想气体的热力过程 …… 25

六、热力学第二定律 …… 28

七、理想气体混合物 …… 32

八、水蒸气 …… 34

第三节　传热学基础知识 …… 35

一、热传导 …… 35

二、热对流 …… 36

三、热辐射 …… 37

四、传热过程简介 …… 38

第三章　燃气轮机 …… 40

第一节　燃气轮机概述 …… 40

一、燃气轮机发展概述 …… 40

二、燃气轮机发电的特点 …… 41

三、目前国内 F 级燃气轮机介绍 …… 43

第二节　燃气轮机基本理论 …… 45

一、燃气轮机主要热力性能指标 …… 45

二、燃气轮机循环的热力循环分析 …… 47

第三节　M701F3 型燃气轮机设备结构 …… 61

一、燃气轮机结构概述 …… 61

二、M701F3 型燃气轮机 …… 63

三、进气部分 …… 66

四、压气机部分 …… 71

五、燃烧室部分 …… 72

六、透平部分 …… 76

七、排气部分 …… 81

八、转子 …… 83

第四节　燃气轮机运行和维护 …… 87

一、燃气轮机的启动 …… 87

二、燃气轮机的运行维护 …… 90

三、燃气轮机的停机 …… 93

四、燃气轮机的检修 …… 97

第五节　燃气轮机的控制 …… 102

一、M701F3 型燃气轮机控制系统概述 …… 102

二、TCS 系统控制功能介绍 …… 103

三、TPS 系统简介 …… 116

四、ACPFM 系统简述 …… 117

第六节　燃气轮机的保护 …… 118

一、M701F3 型燃气轮机配置的跳机保护 …… 119

二、M701F3 型燃气轮机配置的自动停机保护 …… 122

三、M701F3 型燃气轮机配置的负荷回切保护 …… 122

第七节　燃气轮机的运行优化 …… 123

一、IGV 优化 …… 123

二、水洗优化 …… 125
三、TCA 风机运行优化 …… 126
四、吹扫程序优化 …… 126
第四章 蒸汽轮机 …… 127
第一节 蒸汽轮机概述 …… 127
一、蒸汽轮机的工作原理 …… 127
二、蒸汽轮机的分类 …… 127
三、联合循环蒸汽轮机的特点 …… 128
第二节 TC2F-30 型蒸汽轮机结构特点 …… 130
一、概述 …… 130
二、蒸汽轮机本体结构 …… 132
三、蒸汽轮机进汽机构 …… 149
第三节 蒸汽轮机运行监视 …… 153
一、蒸汽轮机运行的一般规定 …… 153
二、蒸汽轮机的运行监视 …… 154
第四节 蒸汽轮机的保护与控制 …… 156
第五章 余热锅炉 …… 159
第一节 余热锅炉概述 …… 159
一、余热锅炉的作用 …… 159
二、余热锅炉的基本原理 …… 159
三、余热锅炉的分类 …… 161
四、余热锅炉的主要性能参数 …… 164
五、余热锅炉的技术规范 …… 166
第二节 余热锅炉的系统及结构 …… 168
一、余热锅炉的本体结构 …… 168
二、余热锅炉的附属设备 …… 179
第三节 余热锅炉的运行维护 …… 185
一、余热锅炉运行前的检查 …… 185
二、余热锅炉的启动 …… 186
三、余热锅炉运行中的监视和调整 …… 188
四、余热锅炉的停炉 …… 189
五、余热锅炉的停炉保养 …… 190
第四节 余热锅炉的保护及控制 …… 191
一、余热锅炉的保护 …… 191
二、余热锅炉的控制 …… 193
第六章 附属系统 …… 196
第一节 天然气调压系统 …… 196
一、系统概述 …… 196
二、系统流程 …… 196
三、主要设备及技术参数 …… 198
四、系统的运行维护 …… 200
五、水浴炉的运行优化 …… 204
六、系统典型异常及处理 …… 204
第二节 燃气调节系统 …… 206
一、系统概述 …… 206
二、系统流程 …… 206
三、主要设备及技术参数 …… 207
四、系统的运行维护 …… 209
五、燃气系统的故障处理 …… 212
第三节 燃气轮机进、排气系统 …… 212
一、系统概述 …… 212
二、系统流程 …… 212
三、主要设备及技术参数 …… 213
四、系统的运行维护 …… 215
五、系统运行优化及改造 …… 216
六、系统典型异常及处理 …… 217
第四节 燃气轮机冷却与密封空气系统 …… 219
一、系统概述 …… 219
二、系统流程 …… 219
三、主要设备及技术参数 …… 221
四、系统的运行维护 …… 224
五、系统运行优化及改造 …… 225
六、系统典型异常及处理 …… 226
第五节 燃气轮机水洗系统 …… 226
一、系统概述 …… 226
二、系统流程 …… 227
三、主要设备及技术参数 …… 227
四、系统的运行维护 …… 228
五、系统运行优化及改造 …… 230
第六节 凝结水系统 …… 231
一、系统概述 …… 231
二、系统流程 …… 232
三、主要设备及技术参数 …… 233
四、系统的运行维护 …… 235
五、系统运行优化及改造 …… 238
六、系统典型异常及处理 …… 239
第七节 高、中压给水系统 …… 240
一、系统概述 …… 240
二、系统流程 …… 240
三、主要设备及技术参数 …… 240
四、系统的运行维护 …… 243
五、高中压给水系统变频改造 …… 244
六、系统典型异常及处理 …… 246
第八节 主蒸汽系统 …… 247
一、系统概述 …… 247
二、系统流程 …… 248

三、系统组成及技术参数 …… 249
四、系统的运行维护 …… 252
五、系统运行优化与改造 …… 255
六、系统典型异常及处理 …… 257
第九节　轴封系统 …… 258
一、系统概述 …… 258
二、系统流程 …… 258
三、主要设备及技术参数 …… 259
四、系统的运行维护 …… 262
五、系统典型异常及处理 …… 264
第十节　真空系统 …… 265
一、系统概述 …… 265
二、系统流程 …… 266
三、主要设备及技术参数 …… 267
四、系统的运行维护 …… 269
五、系统运行优化及改造 …… 272
六、系统典型异常及处理 …… 272
第十一节　控制油系统 …… 273
一、系统概述 …… 273
二、系统流程 …… 274
三、主要设备及参数 …… 274
四、系统的运行维护 …… 282
五、系统常见故障及处理 …… 284
第十二节　润滑油系统 …… 285
一、系统概述 …… 285
二、系统流程 …… 285
三、主要设备及技术参数 …… 287
四、系统的运行维护 …… 289
五、系统运行优化及改造 …… 291
六、系统典型异常及处理 …… 291
第十三节　顶轴油系统 …… 293
一、系统概述 …… 293
二、系统流程 …… 293
三、主要设备及技术参数 …… 293
四、系统的运行维护 …… 294
第十四节　密封油系统 …… 295
一、系统概述 …… 295
二、系统流程 …… 295
三、主要设备及技术参数 …… 296
四、系统的运行维护 …… 300
五、系统运行优化及改造 …… 302
六、系统典型异常及处理 …… 303
第十五节　盘车装置 …… 305
一、概述 …… 305
二、设备及技术参数 …… 305
三、装置运行维护 …… 306
四、典型异常及处理 …… 308
第十六节　氢气系统 …… 308
一、系统概述 …… 308
二、系统流程 …… 309
三、主要设备及技术参数 …… 311
四、系统的运行维护 …… 314
五、系统典型异常及处理 …… 317
第十七节　循环水系统 …… 318
一、系统概述 …… 318
二、系统流程 …… 319
三、主要设备及技术参数 …… 321
四、系统的运行维护 …… 324
五、系统运行优化及改造 …… 326
六、系统典型异常及处理 …… 326
第十八节　压缩空气系统 …… 327
一、系统概述 …… 327
二、系统流程 …… 328
三、主要设备及技术参数 …… 328
四、系统的运行维护 …… 332
五、系统运行优化及改造 …… 334
六、系统典型异常及处理 …… 335
第十九节　辅助蒸汽系统 …… 336
一、系统概述 …… 336
二、系统流程 …… 336
三、主要设备及技术参数 …… 337
四、系统的运行维护 …… 339
五、系统内的改造和优化 …… 342
六、系统典型异常及处理 …… 344
第二十节　闭式冷却水系统 …… 344
一、系统概述 …… 344
二、系统流程 …… 344
三、主要设备及技术参数 …… 344
四、系统的运行维护 …… 347
五、系统运行优化及改造 …… 348
六、系统典型异常及处理 …… 348
第七章　联合循环机组的启停和事故处理 …… 351
第一节　机组运行方式 …… 351
第二节　机组启动 …… 352
一、机组启动总则 …… 352
二、机组启动条件 …… 353
三、机组启动流程 …… 354

四、机组启动的相关说明 …… 356
第三节 机组停机 …… 357
一、机组正常停机流程 …… 358
二、机组维修停机流程 …… 359
三、机组停运的相关说明 …… 359
第四节 机组运行监视 …… 359
第五节 启动过程的优化 …… 362
第六节 典型事故及处理 …… 364
一、事故处理通则 …… 365
二、事故停机方式 …… 365
三、机组跳闸、自动停机和负荷回切条件 …… 367
四、典型事故案例 …… 371
第八章 联合循环机组水汽监督 …… 376
第一节 概论 …… 376
一、水汽品质监督的目的 …… 376
二、390MW 燃气-蒸汽联合循环机组水汽流程 …… 376
第二节 给水水质调节与监督 …… 377
一、给水调节的方法和目的 …… 377
二、给水除氧处理 …… 377
三、给水 pH 值的调节 …… 379
四、给水监督的内容 …… 380
第三节 炉水水质调节与监督 …… 380
一、水垢、水渣的定义与危害 …… 380
二、炉水调节的方法和目的 …… 380
三、炉水监督的内容 …… 381
第四节 蒸汽污染的防治及蒸汽品质和凝结水水质的监督 …… 382
一、蒸汽污染 …… 382
二、获得清洁蒸汽的方法 …… 382
三、蒸汽品质的监督 …… 383
四、凝结水水质的监督 …… 383
第五节 水汽质异常时的分析和处理 …… 383
第九章 M701F3 型燃气-蒸汽联合循环机组仿真机 …… 386
第一节 仿真机开发背景 …… 386
第二节 仿真机仿真范围及功能 …… 386
一、仿真对象 …… 386
二、仿真范围 …… 386
三、仿真机功能 …… 387
第三节 仿真机构成 …… 388
一、硬件构成 …… 388
二、软件构成 …… 389
第四节 仿真机采用的主要技术 …… 389
一、功能强大的仿真支持系统 …… 389
二、图形建模技术 …… 389
三、激励式虚拟 DPU 技术 …… 389
第五节 仿真机的主要特点及仿真效果与应用情况 …… 390
一、仿真机的主要特点 …… 390
二、仿真效果与应用情况 …… 391
参考文献 …… 392

第一章　燃气-蒸汽联合循环总体介绍

第一节　绪　　论

一、燃气-蒸汽联合循环概念

以一定方式将燃气轮机循环与蒸汽轮机循环组合成一个整体热力循环，称为“燃气-蒸汽联合循环”，简称“联合循环”。燃气-蒸汽联合循环技术将具有较高初温的燃气轮机与具有较低排汽温度的蒸汽轮机有机结合起来，取长补短，按能量品位高低梯级利用，实现扩容增效，是当今能源利用的先进技术之一。

燃气-蒸汽联合循环类型较多，通常可分为余热锅炉型、整体煤气化联合循环（Integrated Gasification Combined Cycle，IGCC）、给水加热型、增压硫化床联合循环（Pressurized Fluidized Bed Combustion-Combined Cycle，PFBC-CC）、核电站 TD 循环、燃料电池循环等。

联合循环与其他动力装置一样，有着广泛用途，可应用于发电、热电（冷）联产以及驱动负载。

余热锅炉型联合循环是最常见、应用最广泛的循环类型之一，在余热锅炉型联合循环中，燃气轮机循环（brayton cycle）作为顶循环（top cycle），蒸汽轮机循环（rankine cycle）作为底循环（bottom cycle），以余热锅炉作为热交换设备，实现燃气循环与蒸汽循环的联合。

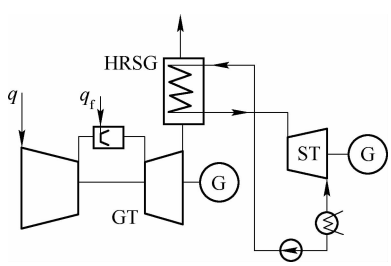


图 1-1　典型余热锅炉型燃气-蒸汽联合循环发电原理示意图

大气中的空气经过进气过滤器，进入轴流式压气机增压；压缩后的空气与燃料在燃烧室中混合燃烧，产生高温高压烟气，推动燃气透平做功，透平排气进入余热锅炉，将水加热，产生高温高压蒸汽，推动蒸汽透平做功；燃气透平和蒸汽透平（共同或分别）推动发电机，对外发出电能。图 1-1 所示为典型余热锅炉型燃气-蒸汽联合循环发电原理示意图。

二、燃气-蒸汽联合循环的主要特点

（一）燃气-蒸汽联合循环机组的主要优点

1. 电厂整体循环效率高

由于受热力循环和设备制造技术的限制，常规燃煤机组的热效率已很难有突破性提高。目前，600MW 级超超临界燃煤机组，发电效率约为 40%；1000MW 级超超临界燃煤机组，发电效率约 45%；F 级改进型燃气-蒸汽联合循环发电机组，发电效率高达 57%；世界先进的 J 级燃气-蒸汽联合循环发电机组，发电效率接近 60%。

2. 清洁环保，对环境污染小

与常规燃煤机组相比，联合循环机组具有明显的环保优势。燃气轮机使用清洁的天然

气，几乎没有 SO_2 和烟尘排放，NO_x 排放仅为常规燃煤机组的 1/4 左右，CO_2 排放仅为常规燃煤机组的 1/2 左右。

3. 调峰能力强，可以适应快速启停

燃气轮机承受工质压力低，承压部件金属薄，可以适应快速启停，既可以带基本负荷，也可以采用两班制运行方式。以 M701F3 型联合循环机组为例，燃气轮机从启动到带满负荷约 30min；联合循环热态启动约 70min，温态启动约 110min，冷态启动约 180min。而 600MW 级超超临界燃煤机组从蒸汽轮机冲转开始，热态启动约 100min，温态启动约 200min，冷态启动约 480min。

4. 厂用电率低

目前国内投运的 F 级燃气-蒸汽联合循环电厂直接厂用电率不到 2%，而 600MW 级常规燃煤机组直接厂用电率一般在 4% ~6% 之间。

5. 自动化程度高，需要人员少

与常规燃煤电厂相比，燃气轮机电厂设备系统简单，自动化程度高，所需运行人员和设备维修人员少，一般只有同容量燃煤电厂的 30%。

6. 在同等条件下，单位投资较低

按照《“十一五”期间投产电源工程项目造价分析》中统计，天然气燃气-蒸汽联合循环发电机组项目平均决算单位造价为 3108 元/kW，常规燃煤机组项目平均决算单位造价为 3775 元/kW，单位投资节省约 17.7%。

7. 占地面积少

燃气轮机电厂无需煤场、输煤、除灰等系统，燃气轮机和余热锅炉等可以户外布置，占地面积和厂房面积小。据统计，燃机电厂占地面积只有常规燃煤电厂的 30% ~40%，建筑面积仅有 20% 左右。

8. 耗水量小

蒸汽轮机出力约占联合循环总出力的 1/3，因此循环冷却水耗水量仅为同容量常规燃煤机组的 1/3 左右。

9. 建厂周期短，且可分期投产

由于燃气轮机在制造厂完成了最大的可能装配后集装运往现场，施工安装简便，建厂周期短。燃气轮机电厂可分单循环和联合循环两期建设，燃气轮机单循环建设周期为 8 ~10 个月，联合循环建设周期为 16 ~20 个月，而常规燃煤机组需要 24 ~36 个月。

10. 可以燃用多种燃料

根据燃气轮机设计特点，可供选择的燃料有轻油、重油、常规天然气、高炉煤气（掺烧少量焦炉煤气或天然气）、焦炉煤气、转炉煤气、页岩气、煤层气、煤层气化气、煤制气、致密气、油气混合物等，燃料适应范围十分广泛。

（二）燃气-蒸汽联合循环机组的主要缺点

1. 调峰能力受大气温度限制，夏季出力低，冬季出力高

为防止燃透平超温，联合循环机组采用一条与大气温度对应的温控线，控制机组最大出力。大气温度越高，机组出力越低；大气温度越低，机组出力越高。夏季大气温度较高，空气密度较小，在通流不变的条件下，压气机单位时间内压缩的空气流量减少，在相同燃气透平初温限制下，燃料量减少，机组出力降低，反之亦然。这对夏季通常带尖峰负荷的燃气-

蒸汽轮机联合循环机组而言，调峰能力受到一定限制。

2. 燃料成本较高，与燃煤机组相比电价缺乏竞争力

燃气轮机一般采用天然气或轻油做燃料。由于我国油气资源匮乏，国际油价长期在高位运行，我国天然气和石油需求旺盛，因此，我国油气价格逐年攀升并有长期上涨趋势。日益上涨的能源价格，给燃气轮机电厂的生产经营带来了极大困难，不少机组不得不依靠政策性电价补贴维持生存。与常规的燃煤机组相比，联合循环机组发电成本较高，上网电价缺乏竞争力。

3. 调峰机组检修周期短，维修费用高

承担调峰任务的燃气-蒸汽联合循环机组，由于通常采用早起晚停的两班制运行方式，检修周期明显缩短。以三菱的 M701F 调峰机组为例，每 300 次启停进行一次燃烧器检修，每 600 次启停进行一次燃气透平检修，每 1800 次启停进行一次大修，对应的燃烧室检修周期为 1 年，燃气透平检修周期为 2 年，大修周期为 5 ~ 6 年。检修时，许多昂贵的高温部件需更换或返厂修复，还需支付较高的厂家技术支持工程师（Technical Assistance，TA）费用，平均检修成本比燃煤机组大幅增加。

4. 国内尚未掌握大型燃气轮机制造的核心技术，关键部件仍需进口

从 2003 第一批大型燃气-蒸汽联合循环机组打捆招标，我国三大电站动力设备制造厂开始正式引进燃气轮机设计制造技术。哈尔滨汽轮机厂（简称哈汽）与美国通用电气、东方汽轮机厂（ 称东汽）与日本三菱重工、上海汽轮机厂（简称上汽）与德国西门子分别签订了技术转让协议，并成立合资厂，逐步建立起我国的重型燃气轮机制造产业。经过将近十年的努力，国内厂商已经掌握了大量燃气轮机设计制造技术，基本可以独立完成燃气轮机设计制造。但是，金属材料和制造工艺等核心技术未完全掌握，燃气透平叶片、燃烧筒等燃气轮机关键部件仍需大量进口。

三、我国发展燃气-蒸汽联合循环的必要性

我国是一个在一次能源的消耗上以煤为主的国家，随着近些年经济的高速发展，对电力的需求速度也基本与经济发展同步，尤其是经济更为发达的东南沿海地区，电力供需矛盾连年突出。全国总体缺电容量约为 10%，而且许多地区电网的峰谷差相当大，急需启动快、调峰性能好、建设周期短的燃气轮机及其联合循环机组来适应建设发展的需要，特别是在某些沿海开放地区更是如此。因此近些年来，在这些地区陆续引进了一批燃气轮机及其联合循环机组，也充分说明我国的电力工业对燃气轮机及其联合循环是有需求的，而且正在逐步打破我国过去长期实行的“发电设备只准烧煤”的燃料政策的限制。

环境保护政策的实施也为促进燃气轮机及其联合循环机组在我国的应用提供了机会。目前，因煤炭的燃烧而造成的环境严重污染已经引起我国各界的关注。在有天然气资源的条件下，用燃气轮机及其联合循环机组来改造燃煤电厂不仅是节约能源，更是改造中心城市环境污染最简捷的途径。

必须指出的是，天然气的价格对于燃气轮机及其联合循环机组的发电成本有决定性的影响。这是因为，在燃气轮机发电成本的三项主要组成部分—设备的折旧、机组的运营维护费用以及燃料费用中，燃料成本的比例将高达 60% ~65%，设法降低天然气的价格是降低燃料成本的关键。

我国天然气“西气东输”工程的建设以及广东省液化天然气工程的实施，奠定了我国

大规模地建设大型燃气轮机及其联合循环电站的基础。

为了配合这两大工程的建设，原国家计委（现名国家发展和改革委员会）于2001年10月发布了《燃气轮机产业发展和技术引进工作实施意见》，此后，又于2004年发布了428号文，委托中国技术进出口总公司，按照市场换技术的方针，就17个燃气轮机及其联合循环电站建设项目实施捆绑招标，为我国引进了PG9351FA、M701F和V94.3A燃气轮机的部分制造技术和40多套燃气轮机及其联合循环机组的设备。这一举措大大地加快了我国建设燃气轮机及其联合循环电站以及重建我国燃气轮机制造业的步伐。

按照引进技术合同规定的工程进度，我国哈尔滨动力设备股份有限公司、东方电气集团公司和上海电气（集团）总公司必须与美国GE公司、日本三菱公司和德国西门子公司合作，按时、按质地完成当时总共40多套PG9351FA、M701F和V94.3A燃气轮机及其联合循环机组的制造任务，以便向我国17个电站提供全套设备。与此同时，上述三大制造厂应逐渐完成设备和工艺的制造任务，达到并提高合同规定的机组制造的国产化率，完成对上述三种机组制造技术的消化和吸收工作，培训燃气轮机及其联合循环机组的设计研究人员，为今后进一步消化吸收机组的设计技术准备条件，以便建设我国燃气轮机的设计和研究体系。

通过近几年的发展，我国在F级机组的设计、制造、维修、调试和运行等方面积累了一定的经验，同时还将引进F级其他机型的燃气轮机制造技术，机组制造的国产化率也已超过70%。燃气轮机及其联合循环机组将在我国经历新一轮的蓬勃发展时期，我国电力系统中的高峰将有相当一部分容量使用燃气轮机及其联合循环机组来实现。但是，由于在电力系统中燃气轮机所携带的负荷性质不同，燃气轮机的类型和功率等级应该是多种多样的，在规划我国电力系统中应用燃气轮机及其联合循环机组时必须注意到这个特点，防止“一刀切”或采取其他激进的措施。总体来说，电力系统中应该分别配备以下几种燃气轮机类型，而不只是限于几种大容量机型，详细内容如下：

1）大型高效率的燃气轮机及其联合循环机组。这种机组主要在电力系统中承担调峰负荷、中间负荷和基本负荷。它的特点是功率大、效率高、在电网中能够长期稳定地运行，力求启动次数少，以保证机组的使用寿命和很高的可用率。目前我国正在使用的F型及外国正在发展的G型和H型燃气轮机及其联合循环机组主要是为此目的而设计的。

2）中型的、有快速启动和加载能力的燃气轮机。这种机组一般是航机改型的轻结构类型、功率等级比较小（20～50MW）的燃气轮机。这种机组主要在电力系统中承担快速启动和加载任务，以适应调峰负荷或处理电网紧急事故的需要。它并不刻意追求机组的效率（当然也是希望优选高效率机组的）。

3）适用于分布式电站的热电联产型或热电冷三联供型的燃气轮机及其联合循环机组。这种机组的功率与分布式电站的使用场所密切相关。对于比较大的小区来说，单机功率可以达到20～30MW；对于大型的机场来说，单机功率一般为4～5MW；大型医院和商城则为数百千瓦等级；一般银行、旅社仅需数十千瓦等级，适宜选用微型燃气轮机系列的机组。对于分布式电站来说，特别侧重的是高效的能源利用效率。在热电联供的条件下，能源的利用效率可以达到75%以上；当采用热电冷联供时，则有望达到80%以上。应该说，采用热电冷联供的分布式电站方案可以使天然气资源获得最有效的利用。

此外，功率为数兆瓦的移动式电站（卡车电站或列车电站）也是电力工业使用的一种燃气轮机类型。

国外的实践经验证明，为了确保整个电力系统的安全性，燃气轮机的总装机容量应占全

电力系统总容量的8%～12%。至2010年底，我国的比例仅为3.5%，因而在我国急需增大燃气轮机的使用量。

总之，我国的燃气轮机工业正进入一个重建和复兴的阶段，燃气轮机及其联合循环机组在我国电力工业中的作用将逐渐增强。到2030年左右燃气轮机及其联合循环机组的装机容量有望达到全国发电设备总装机容量的10%左右。电力行业任重而道远，但发展的前景则是乐观的。

四、以天然气为燃料的燃气-蒸汽联合循环的发展前景

进入21世纪，环保问题日益突出，节约能源，保护环境，发展低碳经济，追求人与自然和谐共处，已成为当今世界发展的主题之一。2009年12月18日，国务院总理温家宝在哥本哈根气候大会上对全世界庄严承诺，“到2020年单位国内生产总值二氧化碳排放比2005年下降40%～45%”，“减排目标将作为约束性指标纳入国民经济和社会发展的中长期规划，保证承诺的执行受到法律和舆论的监督”。这一承诺体现了中国作为发展中大国的责任，也彰显了政府发展低碳经济、保护环境的决心。

在发展低碳经济的探索中，天然气作为一种清洁的资源，逐渐受到世界各国的重视，天然气年开采和使用量迅速上升。据统计，在天然气利用中，燃气-蒸汽联合循环机组的消耗量，占天然气资源利用量的30%以上。相对常规燃煤机组，以天然气为燃料的燃气-蒸汽联合循环机组，几乎没有硫化物和烟尘排放，在产生相同品位的二次能源时，可以减少CO_2排放约50%，环保优势明显。燃气-蒸汽联合循环机组与常规燃煤机组相比，还具有占地面积少、用水少、初投资小、建设周期短、调峰性能好等优点。

20世纪80年代以来，随着高温材料技术和机械制造工艺的发展，燃气轮机技术突飞猛进，燃气轮机功率和效率不断提高。目前，世界上最先进的J型燃气轮机在ISO工况下，进口初温达1600℃，单机简单循环出力为460MW，简单循环发电效率达42%，单轴联合循环出力680MW，联合循环发电效率高达61.7%。

对中国这样一个发展中的经济大国，大力发展以天然气为燃料的燃气-蒸汽联合循环机组，逐步减少常规燃煤机组，是实现低碳经济的重要途径之一。21世纪伊始，中国开始打捆招标，引进了数十台大型燃气-蒸汽联合循环机组，主要建设在东部发达地区，为改善电源结构，保护环境作了初步探索；我国三大动力厂商分别与国外燃气轮机厂商合资，开辟了大型燃气轮机技术引进和国产化之路。

中国经济正处于高速发展的时代，预计在未来十年内，随着国民经济发展水平提高，以天然气为燃料的燃气-蒸汽联合循环机组将迎来发展的黄金时期。

第二节　燃气-蒸汽联合循环

一、典型的联合循环发电方式

根据燃气和蒸汽两部分组合方式不同，常规的联合循环有余热锅炉型、排气补燃型、增压燃烧锅炉型三种基本方案。

（一）余热锅炉型联合循环

余热锅炉型联合循环利用燃气轮机排气，加热锅炉中的水产生蒸汽驱动蒸汽轮机做功，

其热力系统示意图如图 1-2 所示。该方案中蒸汽部分完全利用燃气轮机排气余热，故称为纯余热利用型。余热锅炉是一种气-水、气-汽两种换热器的组合件。水在蒸发器内被加热成饱和蒸汽，再进入过热器变成过热蒸汽。因此，蒸汽参数及蒸汽轮机功率取决于蒸汽透平排气参数。

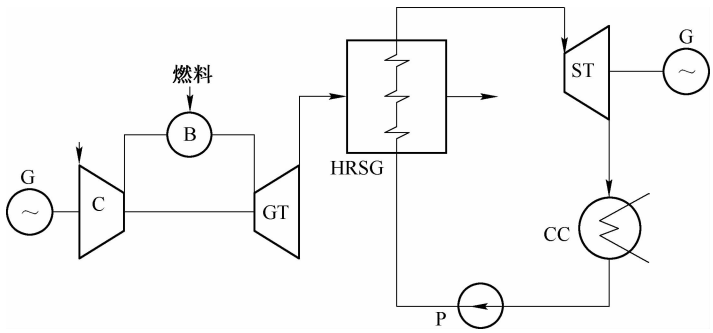


图 1-2　余热锅炉型联合循环的热力系统图

C—压气机　B—燃烧室　GT—燃气透平　HRSG—余热锅炉
ST—蒸汽透平　CC—凝汽器　P—给水泵　G—发电机

其主要优点包括：①联合循环热效率高；②热力系统简单；③运行可靠性高；④启停迅速；⑤单位容量投资费用低。目前，大多数联合循环电站都采用这种循环方案。

（二）排气补燃型联合循环方案

排气补燃型联合循环包括在余热锅炉中增加烟道补燃器以及在锅炉中加入燃料燃烧两种方案。后一种方案实际上是把燃气轮机的排气作为锅炉中燃烧用的空气，又称排气助燃型。

与余热锅炉型相比，排气补燃型的优点是：由于补燃，锅炉蒸发量增大，蒸汽参数提高，蒸汽轮机功率增加、效率提高，联合循环变工况性能改善；排气助燃型的燃料可以利用较廉价的煤炭，当燃气轮机故障停运时，可用备用风机鼓风使锅炉中燃料继续燃烧，维持蒸汽轮机运行。其主要缺点是锅炉中补燃部分燃料没有实现能源的梯级利用，热效率一般低于余热锅炉型。鉴于联合循环的主要目的是提高热效率，因而排气补燃型远不如余热锅炉型利用广泛。当用燃气轮机改造和扩建已有的蒸汽电站时，排气助燃型联合循环得到了更多的应用。排气补燃型联合循环的热力系统图如图 1-3 所示。

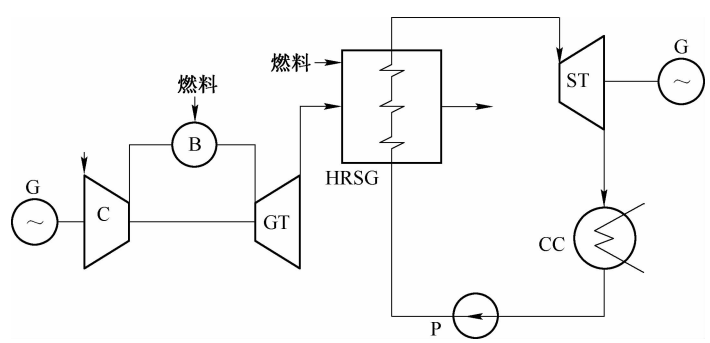


图 1-3　排气补燃型联合循环的热力系统图

C—压气机　B—燃烧室　GT—燃气透平　HRSG—余热锅炉
ST—蒸汽透平　CC—凝汽器　P—给水泵　G—发电机

（三）增压燃烧锅炉型联合循环方案

该循环的特点是把燃气轮机的燃烧室与锅炉合为一体，形成有压力燃烧的锅炉，如图1-4所示。这时压气机供给锅炉有压力燃烧用空气，锅炉内气体侧的换热系数大大提高，因而增压锅炉的体积比常压锅炉小得多。为使最后排入大气的烟气温度降低至较低的数值，减少热损失，故用排气来加热锅炉给水。这种联合循环输出的功率中蒸汽轮机占大部分。与前述的联合循环相比，由于增压燃烧，整个锅炉是一个尺寸很大的密闭容器，为设计和安全运行等带来了困难。

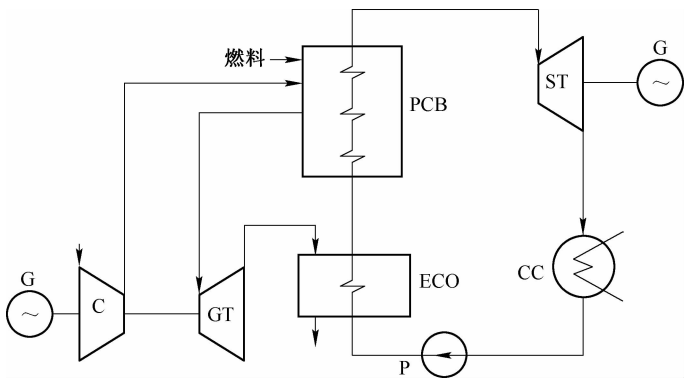


图1-4　增压锅炉型联合循环的热力系统图

C—压气机　GT—燃气透平　PCB—增压锅炉　ECO—省煤器
ST—蒸汽透平　CC—凝汽器　P—给水泵　G—发电机

增压燃烧型联合循环的热效率与余热锅炉型的比较如图1-5所示。燃气初温在1050～1100℃以下时增压锅炉型热效率高，在1050～1100℃以上时余热锅炉型热效率高，且随着燃气初温的提高，两者效率差距迅速增大。由于这一因素，以及上述增压锅炉带来的问题，使得增压锅炉联合循环至今应用较少。

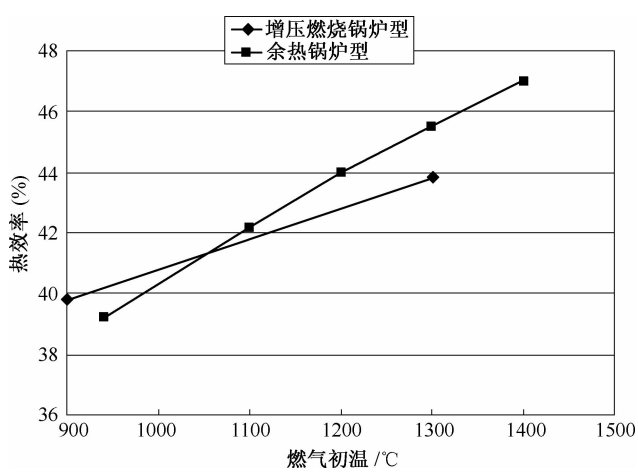


图1-5　两种联合循环效率比较

二、典型的联合循环机组轴系配置

联合循环的机组轴系配置有两种形式：一种是多轴配置，即燃气轮机和蒸汽轮机分别拖动发电机运行；另一种单轴配置，即燃气轮机和蒸汽轮机共同拖动一台发电机。

（一）多轴配置

1. 多轴配置的形式

1）一台燃气轮机发电机组排气给一台余热锅炉，产生的蒸汽带动一台汽轮发电机组，即多轴“1 +1”方式，如图 1-6 所示。

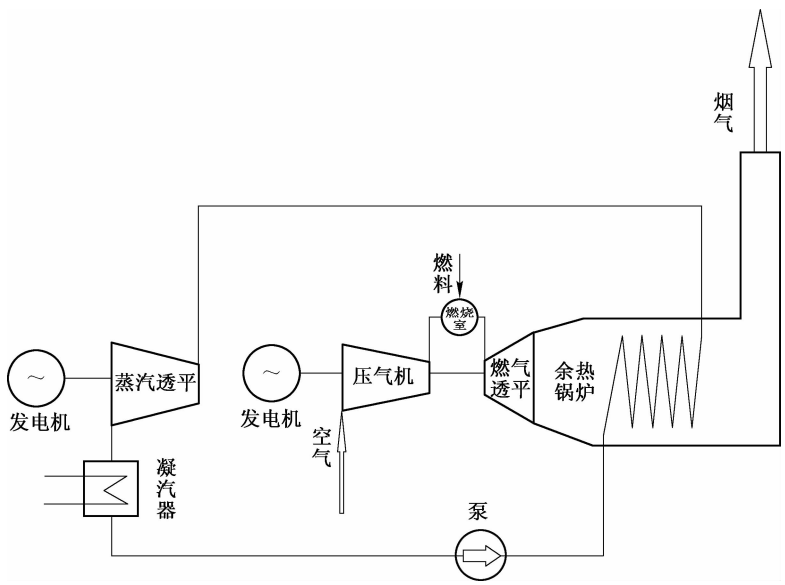


图 1-6　多轴“1 +1”配置

2）两台或多台燃气轮机发电机组的排气送入各自匹配的余热锅炉，所产生的蒸汽共同送到一台汽轮发电机中，即所谓“2 +1”、“3 +1”等方式，如图 1-7 所示。

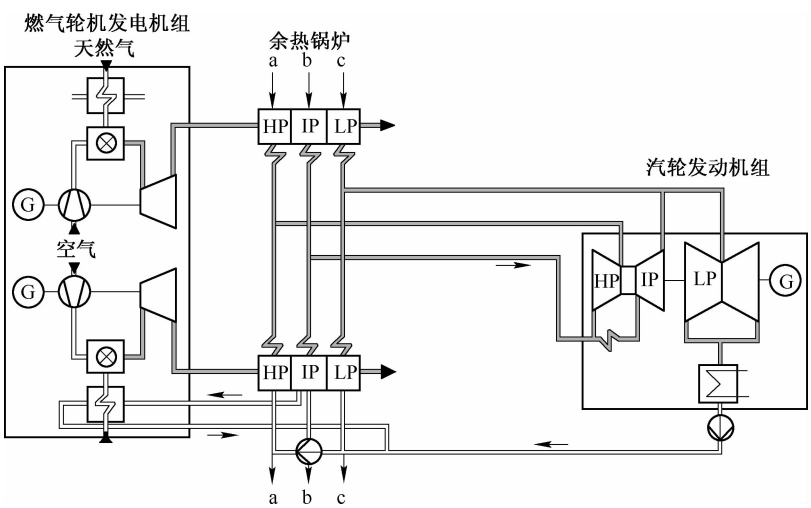


图 1-7　多轴“2 +1”配置

2. 多轴配置的特点

1）燃气轮机发电机组和蒸汽轮机发电机组分开布置，燃气轮机设置旁通烟囱，可单独进行简单循环运行。在以调峰为主要任务的联合循环电厂，燃气轮机可以快速启动，在30min 内达到满负荷，调峰能力强。

2）在全厂部分负荷工况时，可停运部分燃气轮机，使其余的燃气轮机带足负荷，其余的燃气轮机能在较高的燃气初温下运行，有利于改善全厂在部分负荷工况下的供电效率。因此，对于负荷变动较大的燃气轮机电厂有一定优势。

3）在分阶段建设时，可先建燃气轮机发电机组，再建余热锅炉和汽轮发电机组，用简单循环收入支付部分联合循环建设费用。但因简单循环效率低，当燃用价格较贵的燃料时，随后的联合循环部分建设并不能拖得太久。

4）多轴系配置的缺点是设备和系统较复杂，全厂的调节控制也较复杂，占地也相对较多。

（二）单轴配置

1. 单轴配置的形式

随着大容量、高效率、高可靠性的燃气轮机投运，以一台燃气轮机轴向排气给一台余热锅炉，燃气轮机冷端出轴和一台蒸汽轮机共同拖动一台发电机运行的单轴“1＋1”配置形式（见图 1-8）日益广泛应用。目前我国投产的大部分 F 级燃气-蒸汽联合循环发电机组采用这种配置形式。

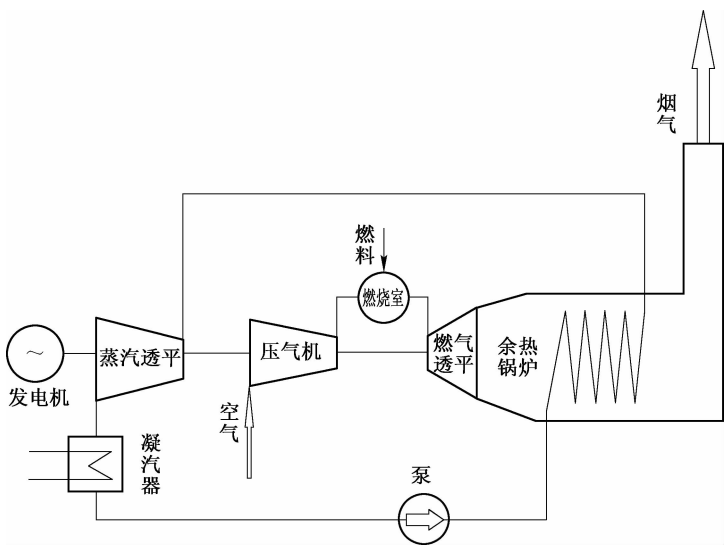


图 1-8　单轴“1＋1”配置

2. 单轴配置的特点

1）单轴“1＋1”配置比多轴“1＋1”配置节省设备投资：单轴配置时只需要一台容量较大的发电机、一台主变压器、一台高压厂用变压器和一套高压配电设备；机组启动时通过变频器向发电机提供变频交流电，发电机以同步电动机方式启动燃气轮机，取消了多轴配置时的启动电动机，电气系统和设备得以简化。

2）燃气轮机和蒸汽轮机可共用一套润滑油系统，机组的控制和运行也得到了简化。

3）若是对老厂的改造，有现成的启动蒸汽汽源，还可以直接利用蒸汽轮机启动燃气轮机。

4）由于布置极为紧凑，汽水管道短捷，可安装在较小的厂房内，占地较少，对于老厂改造或扩建极为有利。

5）取消旁路烟囱，蒸汽轮机故障时余热锅炉的蒸汽经 100% 容量的旁路进入凝汽器。但余热锅炉不能停炉，必须随燃气轮机一道运行。

3. 单轴配置的两种方式

（1）发电机尾置方式

以日本三菱重工的 M701F 和美国 GE 公司的 S109FA 为代表的燃气轮机 + 向下排汽的蒸汽轮机 + 发电机的连接方式，简称发电机尾置方式，如图 1-9 所示。

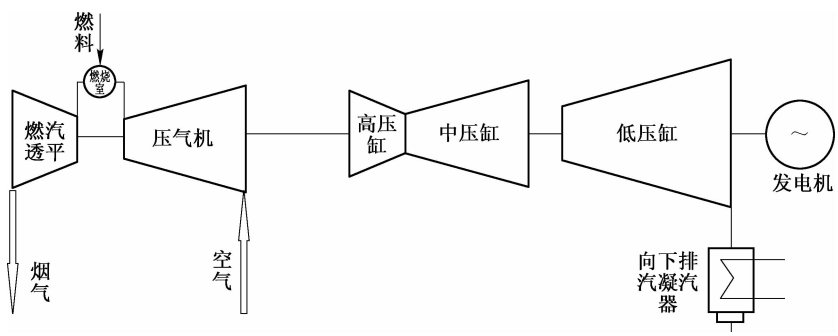


图 1-9　发电机尾置式的单轴布置

日本三菱重工的 M701F 单轴联合循环机组发电机尾置的轴系配置如图 1-10 所示。

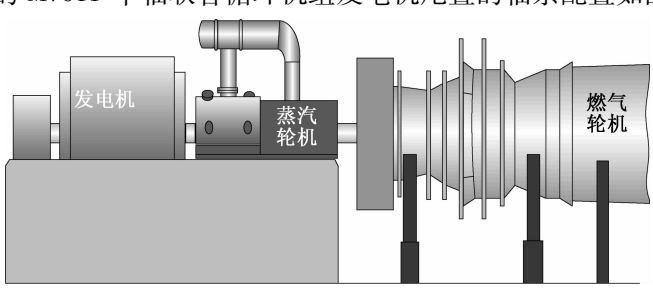


图 1-10　三菱公司 M701F 单轴联合循环机组发电机尾置的轴系配置

这种连接方式的优点是：发电机位于机组端部，发电机出线和检修时抽转子比较方便。其缺点是：①蒸汽轮机在中间，蒸汽轮机向下排汽使整套联合循环机组必须布置在较高的运转层上；②发电机只有当燃气轮机和蒸汽轮机都安装完毕后才能投运，不利于安装周期较短的燃气轮机及早投产发电；③运行中蒸汽系统出现故障时，燃气轮机仍拖着蒸汽轮机空转，一方面蒸汽轮机不能停机检修，另一方面叶片鼓风发热，还必须设置小的启动锅炉，产生辅助蒸汽通入汽缸进行冷却；④蒸汽轮机正常启动时，也需辅助蒸汽汽源提供轴封汽和蒸汽轮机一开始空转时汽缸所需的冷却蒸汽。当然，有多套单轴机组启动时，一般采用由运行中的机组供蒸汽的辅助蒸汽联箱来提供辅助蒸汽。

（2）发电机中置方式

以德国西门子（SIEMENS）公司的 GUD1S. 94. 3A 和法国阿尔斯通（ALSTOM）公司的 KA26-1 为代表的燃气轮机 + 发电机 +3S 离合器 + 轴向排汽蒸汽轮机的连接方式，简称发电机中置方式，如图 1-11 所示。

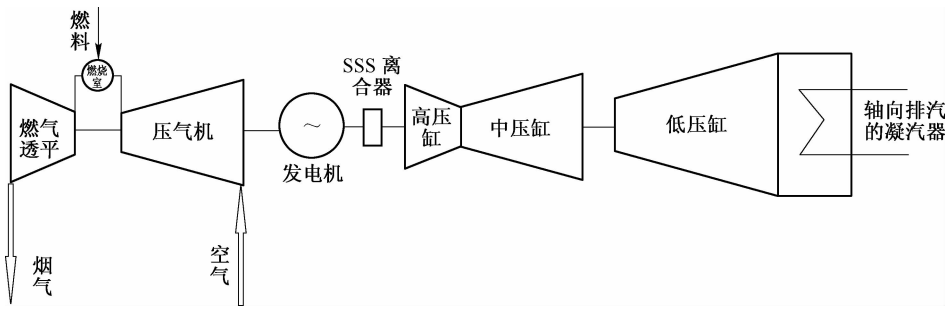


图 1-11　发电机中置方式的单轴配置

德国 SIEMENS 公司的 GUD1S. 94. 3A 发电机中置联合循环机组的轴系配置如图 1-12 所示。

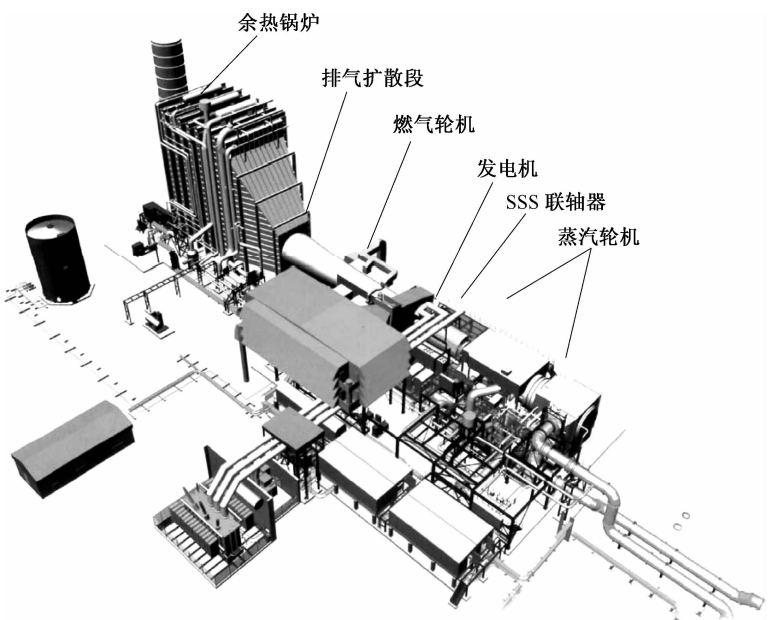


图 1-12　德国 SIEMENS 公司 GUD1S. 94. 3A 发电机
中置联合循环机组的轴系配置

这种连接方式的优缺点与前一种连接方式正好相反，优点是：①蒸汽轮机位于端部，便于实行轴向排汽。整套联合循环机组可安装在位置较低且造价较低的板式基础上，厂房的高度也随之降低。②由于发电机和蒸汽轮机间增加 3S 离合器，可在蒸汽轮机安装完成前让燃气轮机提前投产发电；在蒸汽轮机故障停下来检修时不影响燃气轮机简单循环发电。③由于加装了离合器，优化了联合循环的启动工况。机组启动时，燃气轮机先按简单循环单独运行，同时排气进入余热锅炉，使余热锅炉的管簇不断升温，产生的低参数蒸汽用来对通往蒸

汽轮机的管道暖管。蒸汽参数达到冲转参数时，开始冲转蒸汽轮机并进行暖机。蒸汽轮机的转速升高到与发电机的转速相同时，离合器自动啮合，蒸汽轮机就开始滑参数带负荷。

这种连接方式的缺点是：发电机置于燃气轮机和蒸汽轮机中间，当发电机检修需要抽转子时必须横向平移发电机。法国 ALSTOM 公司已配置了液压的发电机水平位移及复位装置。德国 SIEMENS 公司的典型设计是在主厂房内配置起重量为 370t 的重型行车，将发电机整体吊开。

三、燃气-蒸汽联合循环机组主要性能指标

（一）燃气-蒸汽联合循环机组主要技术经济指标

1. 燃气-蒸汽联合循环功率

燃气-蒸汽联合循环功率是指联合循环中燃气轮机、蒸汽轮机两部分输出功率之和，即

$$P_{cc} = P_{GT} + P_{ST}$$

式中，P_{cc}——燃气-蒸汽联合循环功率（kW）；

P_{GT}——联合循环中燃气轮机出线端电功率（kW）；

P_{ST}——联合循环中汽轮发电机出线端电功率（kW）。

2. 联合循环蒸燃功比

联合循环蒸燃功比是指联合循环中蒸汽轮机所输出的功率占燃气轮机所输出功率的百分率，即

$$\zeta_{zr} = \frac{P_{ST}}{P_{GT}} \times 100$$

式中，ζ_{zr}——联合循环蒸燃功比（%）。

3. 联合循环蒸功百分率

联合循环蒸功百分率是指联合循环中蒸汽轮机的输出占联合循环总功率的百分率，即

$$\lambda_{zg} = \frac{P_{ST}}{P_{cc}} \times 100$$

式中，λ_{zg}——联合循环蒸功百分率（%）。

4. 联合循环投入率

联合循环投入率是指多轴联合循环中，当燃气轮机运行时，余热锅炉累计运行时间与燃气轮机累计运行时间的百分比（%），即

联合循环投入率 = 余热锅炉累计运行小时数/燃气轮机累计运行小时数 × 100

5. 联合循环热耗率

联合循环热耗率是指联合循环机组发电热耗量与其输出功率的比值，即

$$q_{cc} = \frac{G_f Q_{ar,net}}{P_{cc}}$$

式中，q_{cc}——联合循环的热耗率［kJ/（kW · h）］；

G_f——燃料消耗量（kg/h）；

$Q_{ar,net}$——燃料低位发热量（kJ/kg）。

6. 燃气-蒸汽联合循环热效率

燃气-蒸汽联合循环热效率是指联合循环发电机组发电量的相当热量与供给燃料热耗量

的百分比，即

$$\eta_{cc}=\frac{P_{cc}}{G_f Q_{ar,net}}$$

由于联合循环将燃气轮机循环和蒸汽轮机循环组合在一起，其效率还可以表示为

$$\eta_{cc}=\eta_{GT}+(1-\eta_{GT})\eta_{HRSG}\eta_{ST}$$

式中，η_{cc}——燃气-蒸汽联合循环的热效率（%）；

η_{GT}——燃气轮机发电机组的热效率（%）；

η_{ST}——汽轮发电机组的热效率（%）；

η_{HRSG}——余热锅炉的当量热效率（%）。

（二）影响联合循环机组性能的主要因素

联合循环机组性能与机组的设计、制造、安装及调试水平密切相关，同时受机组运行因素的影响。设计、制造、安装及调试水平是先天影响因素，决定了机组性能的大致水平；运行因素为后天影响因素，对机组性能的影响同样不可忽视，是电厂运行人员应重点关注的因素。

影响机组出力和效率的主要运行因素有环境温度、大气压力、大气相对湿度、蒸汽轮机背压、汽水系统严密性、燃料成分、机组老化等。以下以惠州 LNG 电厂 M701F3 型联合循环机组的性能修正曲线为例，简要说明机组出力和效率受运行因素影响的关系。

1. 环境温度

环境温度上升，空气密度减小，进入压气机的空气流量减小，燃气轮机出力降低，蒸汽轮机出力也随着降低，因此联合循环机组出力随大气温度升高而降低，反之亦然。

对燃气轮机来说，压气机耗功约占燃气透平输出功率的 2/3，直接影响燃气轮机效率的高低。环境温度升高，压气机进口温度就升高，在同样工况下，压气机功耗将升高，燃气轮机输出功率下降，导致燃气轮机效率下降。另一方面，当环境温度升高，燃气轮机排气温度升高，余热锅炉产生的主蒸汽温度升高，蒸汽轮机效率升高。一般情况下，环境温度对燃气轮机效率和蒸汽轮机效率影响恰好相反，环境温度对联合循环效率影响较小，基本维持不变。图 1-13 所示为环境温度对 M701F3 型联合循环机组出力和效率的修正曲线。

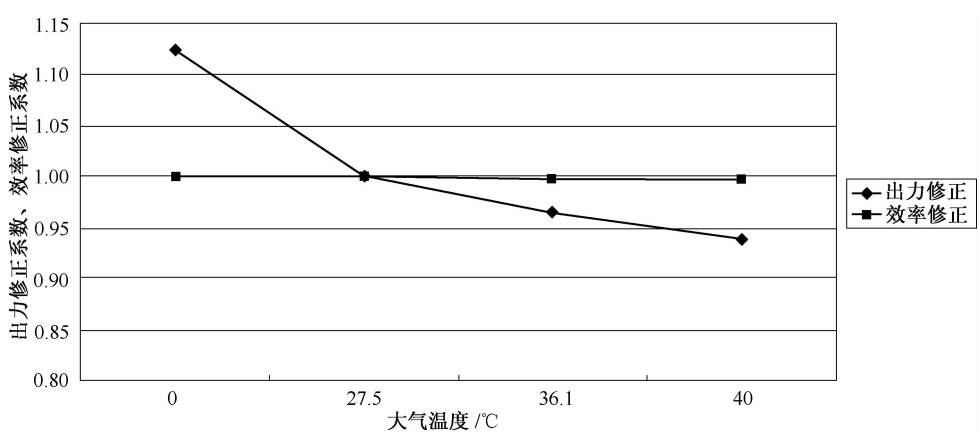


图 1-13　环境温度对 M701F3 型联合循环机组出力和效率的修正曲线

2. 大气压力

图 1-14 所示为大气压力对 M701F3 型联合循环机组出力和效率的修正曲线。

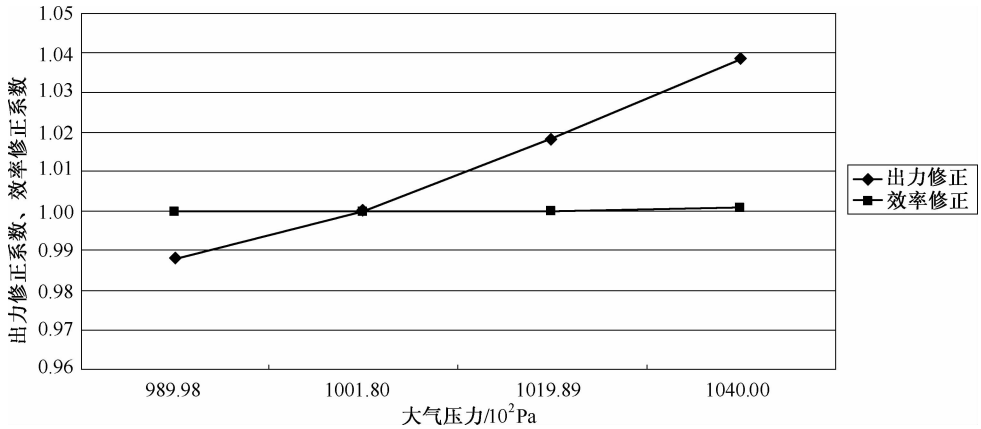


图 1-14　大气压力对 M701F3 型联合循环机组出力和效率的修正曲线

大气压力升高，空气密度增加，联合循环机组出力随大气压力升高而升高，反之亦然。联合循环机组效率受大气压力影响不大。

3. 相对湿度

图 1-15 所示为大气相对湿度对 M701F3 型联合循环机组出力和效率的修正曲线。

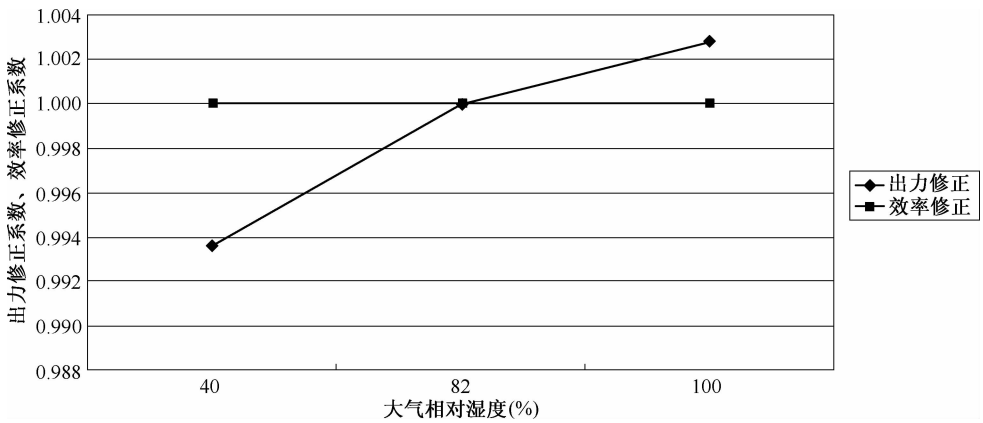


图 1-15　大气相对湿度对 M701F3 型联合循环机组出力和效率的修正曲线

由图可知，联合循环机组出力随大气湿度升高而增加。

大气湿度对联合循环机组效率几乎没有影响。

4. 蒸汽轮机背压

图 1-16 所示为蒸汽轮机背压对 M701F3 型联合循环机组出力和效率的修正曲线，曲线是重合的。当蒸汽轮机背压处于某一值时，机组出力和效率达到最大值。当蒸汽轮机背压超过或低于该值时，机组出力和效率均逐渐降低。

5. 燃料成分

图 1-17 所示为天然气成分对 M701F3 型联合循环机组出力和效率的修正曲线。图中大致反映了 M701F 机组出力和效率随燃料碳氢比和低位发热量变化的关系。

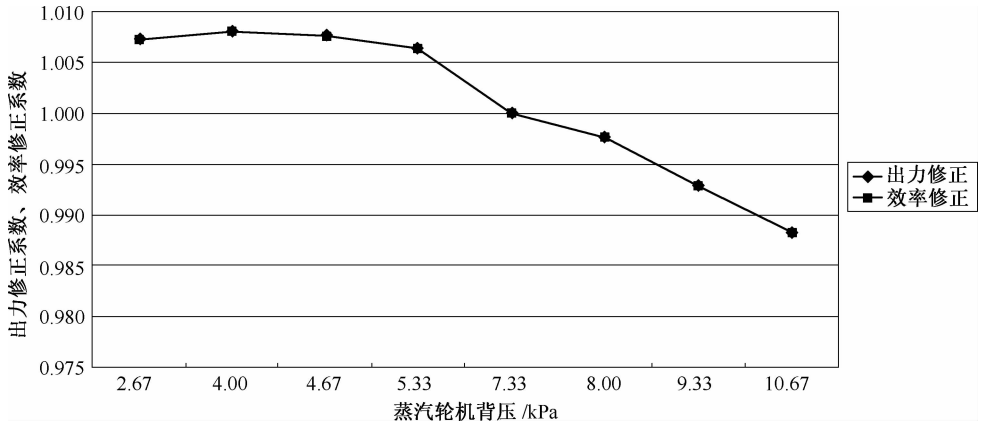


图 1-16　蒸汽轮机背压对联合循环机组出力和效率的修正曲线

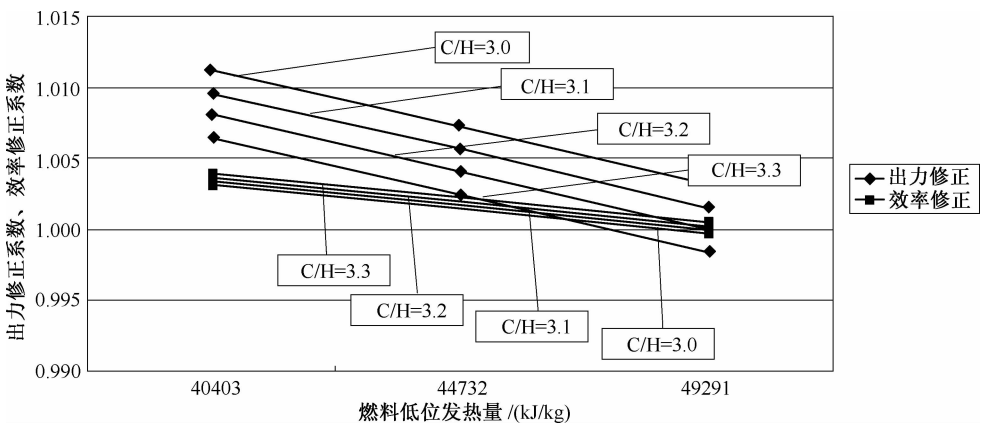


图 1-17　天然气成分对 M701F3 型联合循环机组出力和效率的修正曲线

6. 汽水系统泄漏率

图 1-18 所示为汽水系统泄漏率对 M701F3 型联合循环机组出力和效率的修正曲线。

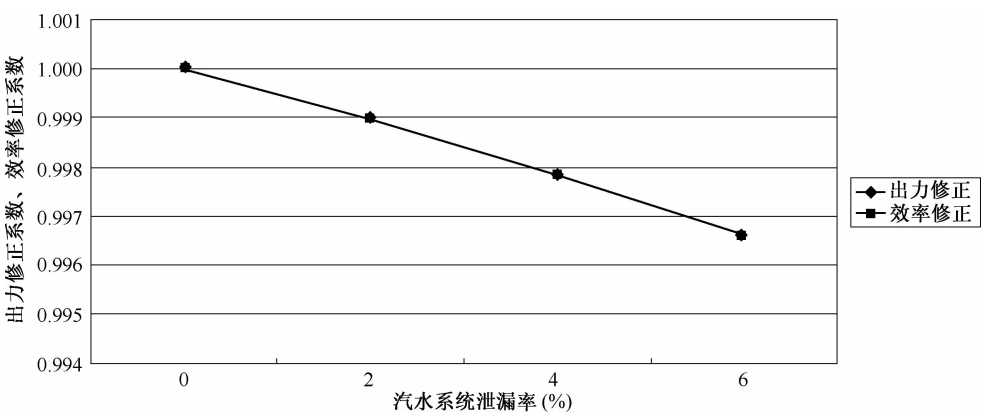


图 1-18　为汽水系统泄漏率对 M701F3 型联合循环机组出力和效率的修正曲线

由图可知，两条修正曲线重合，机组出力随着汽水系统泄漏率下降而上升，即机组严密性越好、机组出力越大、效率越高，反之亦然。

7. 机组老化

机组老化因素对机组功率和效率影响较大，机组运行时间越长，机组老化越严重，机组出力和效率下降越明显。

第三节　M701F3 型联合循环机组介绍

惠州 LNG 电厂位于广东惠州大亚湾石化区，是与广东大鹏液化天然气有限公司的澳大利亚 LNG 进口项目配套的四个燃气轮机电厂之一，首期建设 3 台 350MW 级燃气-蒸汽联合循环机组，已于 2007 年 6 月全部建成投产，是广东地区最早投产的 F 级燃气轮机电厂之一。

机组采用合资厂商日本三菱重工/东方电气集团设计制造的 M701F3 型单轴燃气-蒸汽联合循环发电机组，在保证工况下，机组出力为 371.8MW，发电效率为 56.7%。

M701F3 型单轴燃气-蒸汽联合循环机组由燃气轮机、蒸汽轮机、余热锅炉、发电机及其他设备系统组成。图 1-19 所示为 M701F3 型单轴燃气-蒸汽联合循环发电原理图，机组采用单轴布置型式，从左往右依次是发电机、蒸汽轮机低压缸、蒸汽轮机高中压缸、压气机、燃烧室、燃气透平。

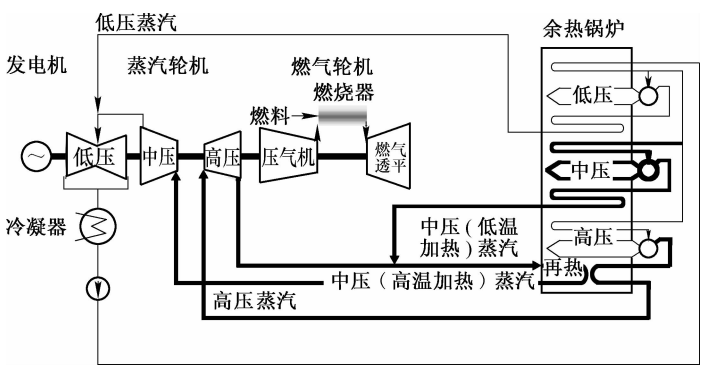


图 1-19　M701F3 单轴燃气-蒸汽联合循环发电原理图

一、燃气轮机

惠州 LNG 电厂的燃气轮机制造厂商为合资厂商日本三菱重工/东方电气集团，型号为 M701F3 型，额定功率为 270MW，燃气轮机循环热效率为 38.2%。

压气机共 17 级，设计压缩比为 17，等熵效率约为 87%，设置进口可调导叶（Inlet Guide Vane，IGV）和出口导叶（Outlet Guide Vane，OGV），第 6 级、第 11 级和第 14 级分别设置抽气冷却和防喘放气阀。

在燃烧室周向布置了 20 个干式、低 NO_x（DLN）、环管型燃烧器，每个燃烧器设置 8 个主燃料喷嘴和 1 个值班燃料喷嘴，每个燃烧器设有旁路阀以调节进入燃烧器的空气量，燃烧器之间通过联焰管连接。

燃气透平共4级，第一级喷嘴入口温度约为1400℃，等熵效率约为90%。透平转子采用盘式啮合结构，在中空孔通入转子冷却空气，以冷却透平轮盘和动叶。1～4级透平静叶冷却空气分别来自压气机出口、第14级抽气、第11级抽气和第6级抽气。图1-20所示为M701F燃气轮机结构图。

二、余热锅炉

余热锅炉（Heat Recovery Steam Generator，HRSG），是燃气-蒸汽联合循环机组的重要组成部分。其工作原理是通过布置大量的换热管（通常采用螺旋鳍片管）来吸收燃气轮机排气的余热，产生蒸汽用于发电，供热及其他工艺用汽。

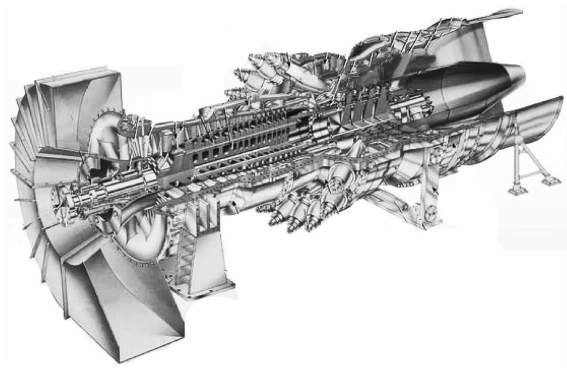


图1-20　M701F3燃气轮机结构图

惠州LNG电厂余热锅炉制造厂商家为杭州锅炉厂/美国NE公司，型号为NG-M701F-R。该锅炉为卧式、三压、再热、无补燃、自然循环、露天布置余热锅炉。锅炉本体受热面采用美国NE公司标准设计模块，在烟气流向上依次布置了高、中、低压三个汽包和六个受热面模块。

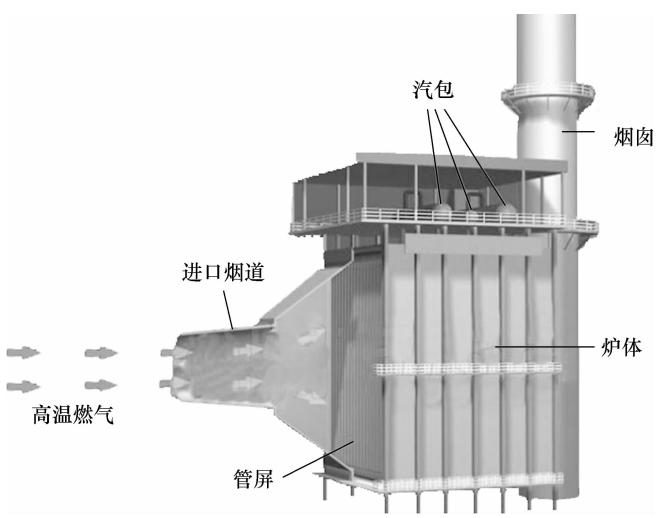


图1-21　三压卧式余热锅炉结构示意图

余热锅炉设计进口烟气温度为599℃，排烟温度为87.6℃，效率为86.43%。

在保证工况下，余热锅炉高压过热器出口蒸汽参数为277.67t/h、10.36MPa、540℃；中压过热器出口蒸汽参数为41.09t/h、3.63MPa、278.83℃；低压过热器出口蒸汽参数为49.01t/h、0.474MPa、248.1℃；再热器出口蒸汽参数为308.18t/h、3.45MPa、568℃。

图1-21所示为惠州LNG电厂的三压卧式余热锅炉结构示意图。

三、蒸汽轮机

联合循环机组的蒸汽轮机利用余热锅炉产生的蒸汽，将蒸汽热能转化成机械能，带动发电机做功，其结构及设计主要根据联合循环的特点，以适应机组快速启停的要求。

惠州LNG电厂的蒸汽轮机制造厂家为合资厂商日本三菱重工/东方电气集团，型号为TC2F-30。该蒸汽轮机为三压再热双缸下排汽凝汽式机组，高中压合缸相对布置、低压缸对缸布置，以减小蒸汽轮机轴向推力，凝汽器向下排汽，采用海水直流冷却。蒸汽轮机额定出力129.2MW。图1-22为TC2F-30型三压再热双缸向下排汽的蒸汽轮机剖视图。

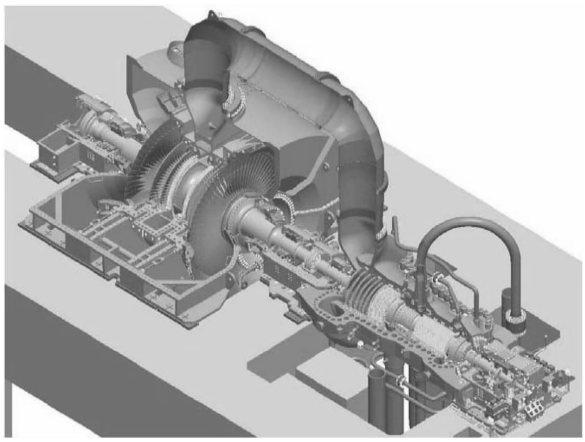


图 1-22 TC2F-30 型三压再热双缸向下
排汽的蒸汽轮机剖视图

四、发电机

发电机的作用是将燃气轮机和蒸汽轮机的机械能转化成电能。联合循环发电机与常规燃煤机组发电机类似，主要区别在于单轴联合循环机组启动时，需用发电机作为启动电机。

惠州 LNG 电厂发电机型号为 QFR-400-2-20，铭牌额定出力为 409.7MW，设计效率为 99.21%，发电机采用全氢冷，自并励静态励磁。图 1-23 所示为 M701F3 机组配套的发电机结构示意图。

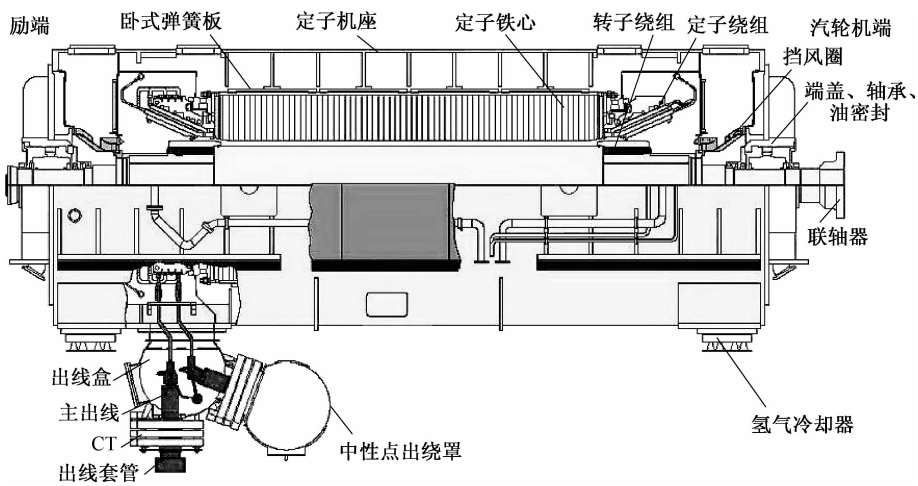


图 1-23 M701F3 机组配套的发电机结构示意图

五、其他辅助设备

联合循环发电系统是一个复杂的工业系统，除了上述几大主要设备外，还有一些辅助设备和系统组成，主要包括变压器、开关、管道、电缆、阀门以及润滑、冷却、控制、保护系统等。

第二章　基础理论知识

第一节　概　　述

燃气-蒸汽联合循环中的主要设备燃气轮机和蒸汽轮机是一种动力机械，它们把热能部分地转化为机械能，其工作过程和特性与工质在设备中完成的热力学过程、热能的传递过程密切相关。从学科的角度来说，它们受到工程热力学、传热学、流体力学、空气动力学等基本规律的控制，为了掌握联合循环燃气轮机和蒸汽轮机的工作原理，必须具备这些学科的基本知识。其中工程热力学、传热学是基础，流体力学和空气动力学是必备的专业知识。

本章我们只概要性地介绍工程热力学和传热学方面最基本的理论知识，以便为读者进一步学习联合循环热能与动力方面的知识奠定基础。对于有关流体力学和空气动力学方面的知识，可参考学习相关方面的书籍。

第二节　工程热力学基础知识

工程热力学研究的是热功转换的规律和方法，以及提高转换效率的途径。

工程热力学采用宏观研究方法，同时也引用气体分子运行学说和统计热力学的基本观点及其研究成果。工程热力学普遍采用抽象、概括、理想化和简化的方法，突出共性，略去细节，以突出事物的本质，抓住主要矛盾。本书所介绍的内容中均使用国际单位制。

一、工质的状态参数

一般来说，各类热机都是采用气态物质用为热功转换过程的媒介物，我们把这种媒介物叫做工质。工质在热力设备中，必须通过吸热、膨胀、排热等过程才能完成将热能转化为机械能。在这些过程中，工质的物理特性即其宏观的物理状况随时变化。我们把工质在热力变化过程中的某一瞬间所呈现的宏观物理状况称为工质的热力学状态，简称状态。而工质的状态通常用一些宏观物理量来描述，热力学中常用于描述工质状态的这些宏观物理量，称为状态参数，通常包括压力、温度、比体积等。

压力、温度、比体积这三个描述工质状态的物理量通称为工质状态的三个基本参数。

（一）压力

压力的测量通常用压力计。由于压力计本身处于大气压力下，因此压力计的测量值（即压力计的读数）是工质的真实压力与大气压力之差，该差值叫做表压力，记作 p_g。工质的真实压力即绝对压力记为 p，它与表压力 p_g 和大气压力 p_a 之间的关系为

$$p = p_a + p_g \tag{2-1}$$

有时工质的压力低于大气压力，这低下去的压力差值部分称为“负压”或“真空”，用 p_v 表示，这样当工质压力低于大气压力时，有

$$p = p_a - p_v$$

必须注意，作为工质状态参数的压力只能是绝对压力。

绝对压力、表压力、真空和大气压力之间的关系，如图 2-1 所示。

国际单位制中压力的单位采用 N/m^2，即 $1m^2$ 面积上作用 1N 的力，称为帕斯卡，符号为 Pa。

压力还可以用液柱的高度表示，常用的有水柱和汞柱。根据压力测量设备液柱的高度，可以计算出其他单位表示的压力，即

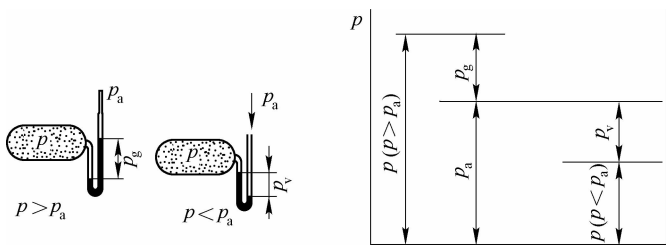


图 2-1　工质绝对压力、表压力、真空和大气压力之间的关系

$$p = \gamma h = \rho g h \tag{2-2}$$

式中，γ——流体的重度，为单位体积工质的重量（N/m^3）；

h——液柱的高度（m）；

ρ——密度，为单位体积工质的质量（kg/m^3）；

g——重力加速度（m/s^2）。

（二）温度

温度是标志物体冷热程度的物理量，它可以用温度计测量。

国际单位制中，热力学温度是七个基本单位量之一，用符号 T 表示，单位名称是开尔文（简称开），符号为 K。按照国际单位制的规定，将水的三相点温度即水的固相、液相、汽相平衡共存的状态点作为单一基准点，并规定该点的温度为 273.16K。因此，热力学温度 1K 是水的三相点温度的 1/273.16。

工程上还常用摄氏温标，它规定在标准大气压下纯水的冰点是 0℃，沸点是 100℃。℃是摄氏温度单位的符号。摄氏温度用 t 表示，它与热力学温度的关系为

$$t = T - 273.15 \tag{2-3}$$

由上式可知，$t = 0$℃时，$T = 273.15$K。由此可知，水的三相点温度为 0.01℃。

摄氏温度与热力学温度的温度间隔完全相同，只是起点不同，在一般工程应用中，取 $t = T - 273$，这样就足够准确了。热力学温度是一种绝对温度。绝对零度即为 0K −273℃。

（三）比体积

单位质量物质所占的体积称为比体积，单位为 m^3/kg，用符号 v 表示。

根据定义，如果 G 质量（kg）的物质占有 V 体积（m^3），则比体积 v 为

$$v = V/G \tag{2-4}$$

单位体积内物质的质量称为密度，用符号 ρ 表示，单位为 kg/m^3，表达式为

$$\rho = G/V \tag{2-5}$$

比体积和密度互为倒数，即 $\rho v = 1$。因此，它们两者不是互相独立的参数，知道其中一个，就可以求出另一个。

二、理想气体的状态方程

所谓理想气体是指这样一种假想气体：它的分子是不占有容积的质点，分子之间也不存

在相互作用力。这种气体当然并不存在。但是对于工程上常遇到的一些气体，当压力不太高，温度不太低时，分子间距离较大，分子本身所占据的体积与气体所占体积相比是非常小的，且分子间的相互作用力也很微弱可以忽略，这样就可以近似地把它们当作理想气体。

前面我们介绍了描述工质状态的三个基本参数：压力、温度和比体积。这三个参数不是互相独立的，而是彼此之间存在一定的依赖关系。

根据实验可以得到

$$\frac{p_1v_1}{T_1}=\frac{p_2v_2}{T_2}=\cdots=\frac{pv}{T}=\text{常数}$$

若将该常数记作 R，就得到

$$pv=RT \tag{2-6}$$

R 叫做气体常数。R 随气体种类不同而异。国际单位制中，R 的单位是 J/(kg · K)。

式（2-6）是理想气体的状态方程。它将三个状态参数压力、温度和比体积联系了起来，知道其中两个参数，就可以唯一地确定出第三个参数。

如果气体的质量为 Gkg，其所占据的体积为 Vm^3，则由 $V=mv$ 可得

$$pV=mRT \tag{2-7}$$

在有关理想气体性质的计算中，采用“千摩尔”（kmol）作为物质的量的计量单位是很方便的。根据阿伏伽德罗定律可以得出，各种气体的摩尔气体常数 R_m 都是一样的，即 R_m = 8314.3J/(kmol · K)，称之为“通用气体常数”。因此，只要知道了某种气体的相对分子质量 M_r，就可以求出它的气体常数 R，即

$$R=R_m/M_r \qquad [\text{J/(kg · K)}] \tag{2-8}$$

三、功和热量

热力学是研究热功转换和工质状态变化的。为了弄清功热转换关系，我们先对一些基本概念加以说明。

（一）体系（系统）

体系就是热力学系统，也就是我们分析研究的对象。热力学中常把分析的对象从周围物体中分割出来，研究它通过分界面与周围物体之间热能和机械能的传递，这就是热力学系统，而其周围的物体统称为外界。系统与其外界的分界面叫做边界。

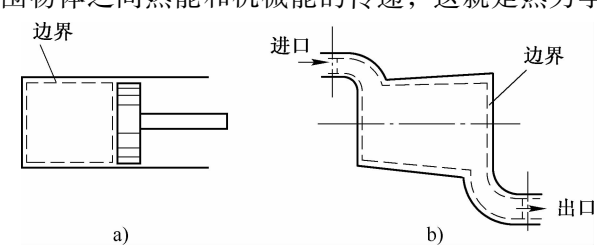


图 2-2　体系（系统）

a）闭口系统　b）开口系统

根据热力学系统和外界之间是否有物质的交换来分类，可将热力系统分为闭口系统和开口系统，如图 2-2 所示。一个热力系统如果和外界只有热或功的交换而没有物质的交换，则该系统称为闭口系统。如果热力系统与外界不仅有能量交换而且有物质的交换，则该系统叫做开口系统，开口系统又叫控制容积或控制体。

（二）推进功

在开口系统中，工质流进与流出系统必然与功的交换相关联。这个推着工质进入或流出

设备的功，称之为推进功。因为这个功只是当工质流动时才存在，所以又称为流动功。

图 2-3 所示为推进功的推导示意图，在该控制体的工质进口截面上，压力为 p_1、比体积为 v_1、截面积为 A_1、流速为 c_1。在时间间隔 $\Delta\tau$ 内，通过进口截面进入体系的气体体积为

$$\Delta V_1 = A_1 c_1 \Delta\tau = A_1 \Delta x_1$$

显然，这一体积的气体之所以能进入系统，是由于它上游的气体推动它的结果。上游气体推动这部分气体所做的功为

$$p_1 A_1 \Delta x_1 = p_1 \Delta V_1$$

因此，随着这部分气体越过边界进入体系，外界就通过边界向系统输入了 $p_1\Delta V_1$ 的功。对于流入系统的 1kg 气体，其体积就是比体积 v_1，因此外界对 1kg 气体所做的推进功为 $p_1 v_1$。

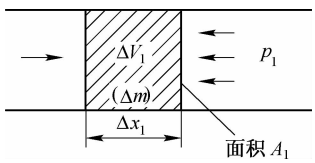


图 2-3　推进功的推导

同理，在系统出口边界上，系统对 1kg 气体的推进功为 $p_2 v_2$。

（三）热量

工质燃烧过程中所产生的热量，都会遇到与外界发生热量交换的问题，因此需要对热量进行计算。

在工程上，热量的计算是引用比热容这个概念来进行的。

物体温度每升高 1K 所需要的热量叫热容。单位质量的物体温度升高 1K 所需要的热量叫比热容，曾称比热，用符号 c 表示。

在国际单位制中，功的单位是焦［耳］（J）或千焦［耳］（kJ），热量的单位也是焦［耳］（J）或千焦［耳］（kJ）。

根据比热容的定义可知，比热容的单位是 J/（kg · K）或者 kJ/（kg · K）。

质量为 m 的工质，温度由 t_1 升高至 t_2 时，所需吸收的热量为

$$Q = mc(t_2 - t_1) \tag{2-9}$$

试验表明，工质的比热容通常不是一个恒定的常数，它与工质的性质、热量交换的具体过程及工质温度的变化范围有关。

定压过程和定容过程这两种情况下，纵使工质的种类相同，质量相同，温度变化范围也相同，但它们吸收的热量不同。

定压过程中工质的比热容称为比定压热容，用 c_p 表示。定容过程中工质的比热容称为比定容热容，用 c_v 表示。通过实验我们可以知道 $c_p > c_v$。

而比定压热容与比定容热容的比值

$$k = c_p / c_v \tag{2-10}$$

称为比热比。

在热力学中，比定压热容 c_p、比定容热容 c_v 和比热容之比 k 具有特别重要的意义，工作中会经常用到。

四、热力学第一定律

热力学第一定律是普遍的能量守恒与转化定律在热现象上的应用。它指出：自然界中的一切物质都具有能量，能量不可能被创造，也不可能被消灭；但能量可以从一种形态转变为另一种形态；在能量的转化过程中，一定量的一种形态的能量总是确定地相应于一定量的另一种形态的能量，能的总量保持不变。

（一）内能

能量是物质运动的量度，运动有各种不同的形态，相应地就有各种不同的能量。在宏观上静止的物体内，其内部的分子、原子等微粒仍处在不同的运动之中，这种运动叫热运动，物体因热运动而具有的能量叫做内能，又称热力学能。

内能是存储于物质内部的能量，内能的量值取决于物体内部微观热运动的状态。对于气体，它的内能包括：

1）分子的移动动能；

2）分子的转动动能；

3）分子内部和振动动能；

4）分子间由于具有相互作用力而产生的分子间的位能——分子的内位能。

对于理想气体，其内能只与温度有关。对于实际气体，其内能取决于气体的温度和比体积。由于温度和比体积是工质的基本状态参数，因此，内能是工质状态的函数。

内能的符号是 U，1kg 工质的内能用 u 表示。

工质的内能是无法直接测定的，也没有必要去确定内能的绝对数值。工程中感兴趣的是工质从一种状态变化到另一种状态时内能的变化，即两种状态下内能的差值。因此，可以人为地规定一个内能的零点。对于理想气体，通常规定热力学温度零度（0K）时工质的内能为零，有时也以 0℃时的内能值为零。规定了内能零点后，可以根据计算或实验求出各不同温度下气体的内能，做成表格供查用。查表时应注意该表零点的取法。

（二）热力学第一定律应用于闭口系统中的表达式

根据能量守恒，外界加给系统内工质的热量，等于工质的内能增加和对外界所做的功，对于单位质量的工质，即

$$q = \Delta u + w_1 \tag{2-11}$$

对于无损失的可逆过程，对外界的功可表示为

$$w_1 = \int p\mathrm{d}v \tag{2-12}$$

由式（2-12）可知，这个功是由于闭口系统体积的变化所产生的，因此称之为膨胀功。由定积分可知，在 p-v 图上，膨胀功就是可逆过程曲线与横轴所围的面积，因此 p-v 图又叫示功图。

（三）动能

流动工质具有一定的速度，因此就具有一定的动能，即

$$E_\mathrm{k} = mc^2/2$$

式中，m——物体的质量。

对于 1kg 工质，其动能即为 $c^2/2$。

（四）热力学第一定律应用于开口系统——稳定流动能量方程

所谓稳定流动，是指热力系统在任何截面上工质的一切参数都不随时间而变。稳定流动的条件是：进出口处工质的状态不随时间而变；进出口处工质流量相等且不随时间而变，满足质量守恒条件；系统与外界交换的热和功等一切能量不随时间而变，满足能量守恒条件。

1. 稳定流动能量方程式

图 2-4 所示为一个开口系统的示意图。在该开口系统中，有工质流入流出系统，与此同时，随工质的流入和流出也同时发生着工质带进、带出能量，在系统与外界之间，还发生着

功量与热量的交换。

考虑稳定流动的情况，在该控制体内，既不会有能量的积聚，也不会有能量的减少，因而系统的能量是不变的。

为了使问题简化，假定流进、流出系统的工质为1kg。

已知进口截面上，工质的流速为 c_1，状态参数为 p_1、v_1 和 T_1。出口截面上流速为 c_2，工质状态参数为 p_2、v_2 和 T_2。

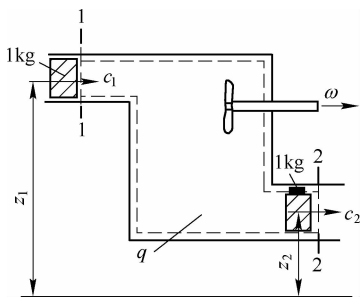


图 2-4　开口系统示意图

工质流入系统时带进的能量有下述几项：工质的内能 u_1；工质由于具有流速而带有的动能 $c_1^2/2$；工质由于占有一定高度而具有的势能 gz_1；工质流入时受其上游流体所做的推进功 p_1v_1。

这样，对于流入系统的1kg工质，随着它的流入，系统获得的能量为

$$e_1 = u_1 + \frac{1}{2}c_1^2 + gz_1 + p_1v_1 \tag{2-13}$$

同理，1kg工质流出体系时带出的能量为

$$e_2 = u_2 + \frac{1}{2}c_2^2 + gz_2 + p_2v_2$$

另外，设1kg工质流经系统时从外界吸入的热量为 q，对外界所做的功为 w，根据稳定流动的条件，有

$$e_1 = u_1 + \frac{1}{2}c_1^2 + gz_1 + p_1v_1 + q = e_2 = u_2 + \frac{1}{2}c_2^2 + gz_2 + p_2v_2 + w$$

移项整理后可得

$$q = (u_2 - u_1) + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1) + (p_2v_2 - p_1v_1) + w \tag{2-14}$$

这个式子就是稳定流动能量方程，它是热力学第一定律应用于开口系统的具体形式。

当工质为流体时，比如水轮机用水作为工质的情况，重力势能 gz 一项很大，不能忽略。当工质为气体时，由于气体的比体积很大，即密度很小，工质流经热力设备时，其所处高度的差别也很小，因此重力势能 gz 一项与其他各项相比很小，通常可以忽略。

2. 焓

在分析开口系统时我们看到，当工质发生流动时，必然存在推进功 pv，同时工质必然具有一定的内能，因此对于流动工质，u 和 pv 就是同时存在的。为了计算方便起见，把这两种能量合并在一起，叫做“焓”，1kg工质的焓用 h 表示，表达式为

$$h = u + pv \tag{2-15}$$

任意质量工质的焓用大写字母 H 表示，即

$$H = U + pV \tag{2-16}$$

式（2-15）就是焓的定义式。容易看出，焓的单位与内能相同，为J/kg。由于 u、p、v 都是状态参数，因此 h 也是状态参数。

对于理想气体而言。内能 u 只是温度 T 的单值函数，而 $pv = RT$，因此有

$$h = u + pv = u(T) + RT$$

可见，理想气体的焓只是温度 T 的函数，即

$$h = h(T)$$

引用焓的概念后，若忽略重力，式（2-14）可以简化为

$$q = (h_2 - h_1) + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) + w \tag{2-17}$$

3. 滞止参数

热力设备中工质总是流动着的，因此焓 h 和速度 c 总是同时存在的，对于气体来说，$h + c^2/2$ 就表示流动工质所携带的总能量。

当流速为 c_1 的气流流经图 2-5 所示的障碍物时，在正对着来流方向的那一点，流动工质就会由于受到阻碍而速度下降为零，这种现象称为滞止现象。

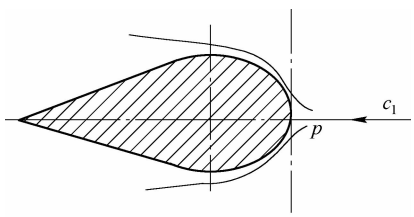


图 2-5　流动的滞止

显然，在上述滞止现象中，工质与外界没有发生热量与功量的交换，因而气流滞止前后的总能量应当相等，滞止点上流速变为零，根据稳定流动能量方程，此时 $q = 0$、$w = 0$、$c_2 = 0$，因此由式（2-17）可得

$$h_2 = h_1 + \frac{1}{2}c_1^2$$

当气流被滞止时，气流的动能转变为气流焓值的增加。滞止状态时气流的参数称为滞止参数或总参数。总参数通常用相应静参数的符号上加一个上标 * 表示，即

$$h^* = h + \frac{1}{2}c^2 \tag{2-18}$$

引用总焓的概念后，稳定流动能量方程可以进一步简化为

$$q = h_2^* - h_1^* + w \tag{2-19}$$

如果系统与外界没有热量交换，这样的过程叫绝热过程，此时 $q = 0$，于是有

$$w = h_1^* - h_2^* \tag{2-20}$$

即总焓的减少转变为对外做功。

如果系统与外界没有功的交换，则 $w = 0$，此时有

$$q = h_2^* - h_1^* \tag{2-21}$$

即外界加给工质的热量全部转变为工质总焓的增加。这一过程称为绝功过程。

如果系统与外界既没有热量的交换，也没有功的交换，这样一个过程称为绝热绝功过程，即绝能过程，则此时有

$$h_2^* = h_1^* \tag{2-22}$$

即气流的总焓不变。

五、理想气体的热力过程

工程热力学中把实际热力设备中的各种过程近似地概括为几种典型的过程，即定容、定压、定温、绝热等过程。同时，为了简化，不考虑实际过程中的能量损失而将之作为可逆过程对待，工质看作理想气体。这种简化使得我们可以用较简单的热力学方法给予分析计算。

为了突出研究过程中热能与机械能转换这一核心问题，我们重点讨论闭口系统。

（一）定容过程

定容过程即气体在状态变化过程中体积不变的过程，即比体积保持不变。

过程方程为

$$v = 常数 \tag{2-23}$$

过程中状态参数之间的关系，根据理想气体的状态方程，有

$$p/T = 常数 \tag{2-24}$$

即

$$p_2/p_1 = T_2/T_1 \tag{2-25}$$

式（2-25）即说明定容过程中气体的压力与绝对温度成正比。

此过程中，加给气体的热量全部转变为气体的内能，即

$$q = \Delta u = u_2 - u_1 \tag{2-26}$$

引用比定容热容，定容过程中的热量还可以表示为

$$q = c_V(t_2 - t_1) = c_V(T_2 - T_1) = u_2 - u_1 \tag{2-27}$$

工质的内能只是状态的函数，而与过程无关。因此，两个状态之间工质内能之差也只取决于这两个状态，而与这两个状态之间连接一个什么样的过程无关。所以，上边得到的式（2-27）尽管是由定容过程得出的，但它对于定比热容理想气体具有普遍意义。

（二）定压过程

定压过程是工质在状态变化过程中压力保持不变的过程，其过程方程为

$$p = 常数 \tag{2-28}$$

过程中状态参数间的关系为

$$v/T = 常数 \tag{2-29}$$

即

$$v_2/v_1 = T_2/T_1 \tag{2-30}$$

定压过程中工质的比体积与绝对温度成正比。

根据热力学第一定律，可得定压过程中的热量为

$$q = u_2 - u_1 + p(v_2 - v_1) = h_2 - h_1 \tag{2-31}$$

即定压过程中工质吸收的热量等于其焓增，或放出的热量等于其焓降。

引用比定压热容 c_p，则定压过程的热量为

$$q = c_p(t_2 - t_1) = c_p(T_2 - T_1) = h_2 - h_1 \tag{2-32}$$

既然焓只是状态的函数，那么，在求定比热容理想气体的焓差时，虽然式（2-32）是由定压过程得出的，但它对于定比热容理想气体具有普遍意义。对于任何过程，定比热容理想气体的焓差均可由下式求得，即

$$\Delta h = h_2 - h_1 = c_p(t_2 - t_1) \tag{2-33}$$

由 $q = u_2 - u_1 + p(v_2 - v_1) = c_V(t_2 - t_1) + R(T_2 - T_1) = (c_V + R)(T_2 - T_1)$

可知

$$c_p = c_V + R \tag{2-34}$$

比定压热容与比定容热容之比 $\gamma = c_p/c_V$，结合式（2-34）可得

$$c_V = \frac{R}{\gamma - 1}$$

$$c_p = \frac{\gamma R}{\gamma - 1} \tag{2-35}$$

（三）定温过程

工质在状态变化过程中温度不变的过程叫做定温过程，它的过程方程为

$$T = 常数 \tag{2-36}$$

将该关系结合状态方程 $pV = RT$，可得理想气体定温过程中状态参数间的变化关系为

$$pv = 常数 \tag{2-37}$$

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 \tag{2-38}$$

即理想气体温度不变时，压力和比体积互成反比。

（四）绝热过程

绝热过程是状态变化过程中任何一段微元过程中工质与外界都不发生热量交换，并且工质内部相互之间不发生热量传递的过程。因此，在过程进行的任何一个微元过程中，恒有

$$\mathrm{d}q = 0 \tag{2-39}$$

整个过程中工质与外界交换的热量当然也为零，即

$$q = 0 \tag{2-40}$$

对于理想气体的可逆绝热过程，可以推得

$$pv^{\gamma} = 常数 \tag{2-41}$$

这就是理想绝热过程的方程式。γ 就是比热容比。由于 γ 是绝热过程方程式的指数，故又称其为绝热指数。

绝热过程初、终态参数的关系可由状态方程及绝热过程方程式求得。

因为　　$p_1 v_1^{\gamma} = p_2 v_2^{\gamma} = pv^{\gamma} = 常数$

从而

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma} \tag{2-42}$$

考虑到状态方程可得

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma-1} \tag{2-43}$$

和

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \tag{2-44}$$

应用上述三个关系式，就可以根据相应的已知条件确定其他参数。

下面简单讨论一下开口系统绝热过程中的功。

根据稳定流动能量方程，在绝热过程中，工质对机器所能做的功为

$$w = h_1^* - h_2^* = (h_1 - h_2) + \frac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2)$$

如果忽略流速项，则有

$$w = h_1 - h_2 \tag{2-45}$$

这表明，工质在绝热过程中所做的功等于焓降。式（2-45）对理想过程和实际过程都是适用的。对于定比热容理想气体，有

$$w = c_p(T_1 - T_2) = \frac{\gamma R}{\gamma - 1}(T_1 - T_2) = \frac{1}{\gamma - 1}(p_1 v_1 - p_2 v_2)$$

$$=\frac{\gamma RT_1}{\gamma-1}\left(1-\frac{T_2}{T_1}\right)=\frac{\gamma RT_1}{\gamma-1}\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right] \tag{2-46}$$

（五）多变过程

前面讨论的是几种特殊过程，状态变化过程中某一个状态参数保持不变，或者在过程中与外界没有热量交换。实际热机中有些过程所有参数都有明显变化，而且与外界交换的热量也不算小，因而难以忽略。这类过程理论上难以分析，但其过程特性可通过实验确定。实验表明，许多过程的 p-v 关系比较接近指数方程式，如取 1kg 工质来研究，过程方程式为

$$pv^n = 常数 \tag{2-47}$$

热力学中将符合上式的状态变化过程称为多变过程，n 叫做多变指数。

（六）过程综述

将上面讨论的定温、定压、定容、绝热四个基本过程画在同一个压容图上。如图 2-6 所示。这四种基本过程都可看作是多变过程的特例。

对定温过程，pv = 常数，即 $n=1$，所以多变指数 $n=1$ 的多变过程即为定温过程。

对定压过程，p = 常数，即 $n=0$。

对绝热过程，pv^γ = 常数，即 $n=\gamma$。

对定容过程，v = 常数。多变过程方程可以写作 $p^{1/n}v$ = 常数。故定容过程中 p 的指数为 0，这相当于 $n\to\infty$ 的情况。

因此可以说，定容过程的多变指数 $n\to\infty$。

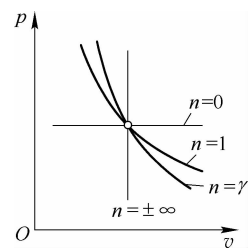


图 2-6 基本热力过程

由图 2-6 所示可以看出，多变指数 n 在坐标图上的分布是有规律的。由 $n=0$ 开始沿顺时针方向，n 逐渐增大，由 $n\to1\to\gamma\to\infty$。因此对于任何一个多变过程，只要知道其多变指数，就能确定过程线在 p-v 图上的位置。

六、热力学第二定律

热功转换过程中，燃料发出的热量能不能全部转化为机械功呢？几百年来大量热机的运行实践和各种热力学实验都证明，这是不可能的。任何热机的热效率都不可能达到 100%。工质在把所吸收的热量部分转化为机械功的同时，必须对外部环境放出部分热量。通常把工质从中吸取热量的物体叫做热源，或称高温热源；而把接受工质排出热能的物体叫做冷源，或叫做低温热源。因此，热动力装置的工作过程就是工质从高温热源吸取热能，将其中一部分转化为机械能而做功，并把余下的另一部分传给低温热源的过程。这一叙述已包含了热力学第二定律的思想。

热力学第一定律说明了能量在传递和转化时的数量关系，即能量的转化和守恒。但是它没有说明能量传递的方向、条件和深度。热力学第二定律是解决热功转换中过程进行的方向、条件和深度等问题的规律，其中最根本的是关于方向问题。为了说明热力学第二定律，首先引入熵的概念。

（一）熵

由热力学第二定律可以严格导出熵这一参数，对理想的可逆过程，有

$$\mathrm{d}s=\frac{\mathrm{d}q}{T} \tag{2-48}$$

由熵的定义式可知，熵的单位是 J/(kg·K)。

熵 s 只是状态的函数，对于理想气体，根据热力学关系式，可以推出

$$\Delta s = c_V \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \tag{2-49}$$

由式（2-49）可知，两个状态的熵差 $\Delta s = s_2 - s_1$ 只与温度 T_2、T_1 和比体积 v_1、v_2 有关，而与过程经过的途径无关，因此理想气体的熵是状态参数。

用 p、v 或 T、p 也可以来计算熵的变化，推导过程与式（2-49）类似。

既然熵是状态函数，与内能、焓类似，我们关心的只是熵的变化，而熵的绝对数值是无关紧要的，那么同样可人为规定熵的零点。例如，规定标准状态下即温度为 0℃、压力为 1atm[㊀]时气体的熵为零，从而任一状态（p、v、T）下的熵值即可按式（2-49）求出。

（二）温熵图

温熵图上过程曲线的方程可一般地写为

$$T = f(s)$$

根据熵的定义，$\mathrm{d}s = \mathrm{d}q/T$，因此对于一个可逆过程，过程中对工质加入的热量为

$$q = \int_1^2 \mathrm{d}q = \int_1^2 T\mathrm{d}s \tag{2-50}$$

它就是过程曲线下的面积，如图 2-7 所示。

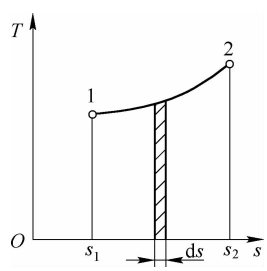


图 2-7　温熵图

在 T-s 图中，过程曲线下的面积代表可逆过程中加入到工质的热量，温熵图的重要意义就在于此。因此，T-s 图广泛应用于分析热机的工作过程，它能够形象直观地表示出热机工作的经济性，因此温熵图也可以叫做“示热图”。

由熵的定义式可知，熵的正负表明了热量传递的方向。工质在任何可逆过程中吸热时，工质的熵必然增大；反之，工质在任何可逆过程中放热时，工质的熵必定减少。由此就可以决定过程曲线在 T-s 图上的走向。显然，在温熵图上，向右的过程熵增大，为工质吸热的过程；向左的过程熵减少，为工质对外界放热的过程。

实际的绝热过程，例如空气在压气机中被压缩，燃气在透平中膨胀等，都可以认为与外界没有热量交换，因而是绝热过程。但是，由于实际存在的摩擦、涡流等因素的影响，过程是不可逆的。摩擦和涡流等损失的效果是使气体内能增加（温度升高），其作用等价于从外部加入同样数量的热量，因此实际的绝热过程熵总是增加的。实际绝热过程熵增的大小反映了实际绝热过程偏离理想绝热过程的程度，同时标志着功的损失。例如在透平中工质膨胀做功，由于实际过程进行得不理想，一部分本来可以用来对机器做功的能量消耗在克服摩擦等损失上，因而工质对机器的做功量减少了。

不可逆绝热过程工质的熵必增大，即

$$\mathrm{d}s > 0$$

$$s_2 > s_1 \tag{2-51}$$

将四个基本热力过程画在同一个温熵图上，可以清楚地看出它们之间的关系，如图 2-8 所示。

㊀　atm：标准大气压。1atm = 101.325kPa。

（三）循环

为使连续做功成为可能，工质在膨胀后还必须经历某种压缩过程，使它回复到原来状态，以便重新进行膨胀做功的过程，这就叫做循环。在状态参数的平面坐标图如压容图或温熵图上，循环的全部过程必定构成一条封闭曲线，其起点和终点重合。整个循环可以看作一个闭合过程。工质在完成一个循环之后，就可以重新进行下一个循环，如此周而复始，就能连续不断地把热能转化为机械能。

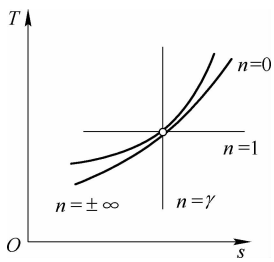


图 2-8　基本热力过程

循环可以沿着两个方向进行，分别称为正向循环和逆向循环，下面进行简单介绍。

1. 正向循环

正向循环也叫做热动力循环。在状态参数坐标图上是按照顺时针方向进行的，如图 2-9 所示。左边压容图上循环过程，以循环的左、右两个端点（即比体积 v 最小的点和最大的点）为分界，把该循环分成上、下两段。在上边一段从 1→2（曲线 a）的过程为体积增加的膨胀过程，该过程的膨胀功以面积 1—a—2—3—4—1 表示。为了能使工质继续做功，必须将工质沿另一过程从 2 压缩回到 1。显然，为了使工质在一个循环中能够对外界有净功输出，该压缩过程必须沿着一条较低的过程线，即曲线 b，将工质从 2 压缩到 1。该过程消耗外功，消耗功的绝对值以面积 2—b—1—4—3—2 表示，其代数值为负值。这样就完成了一个循环。

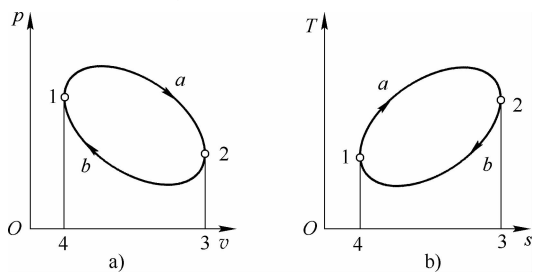


图 2-9　正向循环

a）压容（p-v）图　b）温熵（T-s）图

工质完成一个循环对外做出的净功以 w_0 表示。显然，在图形上，表示该净功的是封闭循环过程曲线 1—a—2—b—1 所包围的面积。循环净功即沿该闭合曲线的积分值，可以写为

$$w_0 = \oint \mathrm{d}l \tag{2-52}$$

图 2-9 给出了同一循环的温熵（T-s）图。显然，相对于 p-v 图中的膨胀过程 1→2（曲线 a），T-s 图中过程 1—a—2 的位置在上方，即过程 1—a—2 的温度较高，此时工质从热源吸热，所吸收的热量用 1—a—2—3—4—1 的面积表示，为正值，用 q_1 表示。为使工质回复到原来状态，必须有某一放热过程，放热量为 q_2。为了使循环有净功对外输出，必须使放热量在数值上（绝对值）上小于吸热量，故放热过程线必须位于吸热过程线以下，如图 2-9b 所示的曲线 b。该过程相应于 p-v 图（图 2-9a）上的过程 2—b—1，该过程温度水平较低，工质向低温热源放热。

循环中吸热量为 q_1，放热量的绝对值 q_2 可用 2—b—1—4—3—2 的面积表示。因此一个循环中，吸热量减去放热量的净热量 q_0 即为

$$q_0 = q_1 - q_2$$

显然，q_0 即为 T-s 图上封闭的过程曲线所包围的面积，数学上也可将它写成沿闭合曲线的积分值，即

$$q_0 = \oint \mathrm{d}q \tag{2-53}$$

完成一个循环之后，工质回复到原来状态，因此工质的内能及其他所有状态参数统统恢复到原值。内能不变，$\Delta u=0$，故根据热力学第一定律可得

$$w_0=q_0 \tag{2-54}$$

式（2-54）表明，循环净功等于净热量。

由上述可知，完成一个正向循环之后的全部效果如下：

1）高温热源放出了热量 q_1；

2）低温热源获得了热量 q_2；

3）对外界做功 $q_0=q_1-q_2$。

工质与机器都回复到原来的状态。

从以上的分析可知，从高温热源以传热方式得到的热能 q_1，其中只有一部分可以转化为机械能而对外做功。同时，必有另一部分热能 q_2 传向低温热源，后者是使热机经过循环对外做功的必要条件，或称补充条件，这是热动力循环共有的根本特性。

正向循环的经济性用热效率 η 衡量，即

$$\eta=\frac{w_0}{q_1}=\frac{q_1-q_2}{q_1}=1-\frac{q_2}{q_1} \tag{2-55}$$

式（2-55）为计算循环热效率最基本的公式，它是从热力学第一定律得出的，因此普遍适用于各种类型的热动力循环，包括可逆的和不可逆的循环。

2. *逆向循环*

与正向循环比较可知，逆向循环沿逆时针方向进行，其压缩过程线位于膨胀过程线上方，因此压缩功大于膨胀功，为了实现这一循环，必须从外界向机器输入机械功。从温熵图上看，吸热过程线位于放热过程线下方，即该循环从低温热源吸热，而向高温热源放热。

对于逆向循环，同样可得

$$w_0=q_1-q_2=q_0$$

式中，w_0、q_0、q_1、q_2 为绝对值；q_1 为工质与高温热源交换的热量；q_2 为工质与低温热源交换的热量。

各种制冷装置正是按逆向循环工作的。完成一个逆向循环后的全部效果如下：

1）低温热源放出了热量 q_2；

2）消耗了外界机械功 w_0；

3）高温热源获得热量 $q_1=q_2+w_0$。

工质与设备恢复原状。可见，伴随着低温热源将热量传送到高温热源的同时，必须有一个机械能转化为热能的过程，这是使热能从低温物体转到高温物体的代价，或称补充条件。

（四）热力学第二定律

热力学第二定律几种最基本、最常见的叙述方式如下：

1. *热力学第二定律的克劳修斯说法*

热不可能自发地、不付代价地从低温物体传至高温物体。前面讲的逆向循环说明，热量从低温物体传至高温物体的过程是要花费代价的，即要消耗机械功。

2. *热力学第二定律的开尔文表述方式*

不可能制造出从单一热源吸热，使之全部转化为功而不留下其他任何变化的热力发电机。

所谓“不留下其他任何变化”，包括在发动机内部和发动机以外都不能留下其他任何变

化，所以该发动机必须是循环发动机，这种工质和发动机本身才能“不留下其他任何变化”。

过去有人曾想制造一种热力发电机，使之从大气或海水里吸收热量而不断对外做功，这种只有一个热源而做功的动力机称之为第二类永动机。注意到它并不违反热力学第一定律，但违反了热力学第二定律，因而是不可能实现的。因此，热力学第二定律也可表述为，第二类永动机是不可能存在的。

上述热力学第二定律的几种说法是等价的。例如，如果能违反第一种说法，那么就可以在热机完成一个自高温热源吸热，对外做功，向低温热源放热的过程之后，使低温热源得到的那一部分热量“自发地、不付代价地”从低温热源回到高温热源，这样就做成了从单一热源吸热，使之全部转化为机械能而不留下其他任何变化的热力发动机。可见违反了第一种说法，也就违反了第二种说法。反之也是一样。

（五）卡诺循环

卡诺循环由两个绝热过程和两个定温过程组成，并且过程都是可逆的。卡诺循环如图2-10所示。

4→1为绝热压缩过程，过程中工质温度由 T_2 升高到 T_1，以便从高温热源定温吸热。

1→2为定温吸热过程，工质在温度 T_1 下从热源吸热 q_1。

2→3为绝热膨胀过程，工质温度由 T_1 降至 T_2，以便在定温 T_2 下向冷源放热。

3→4为定温放热过程，工质在 T_2 向冷源放热 q_2，回到4，从而完成一个循环。

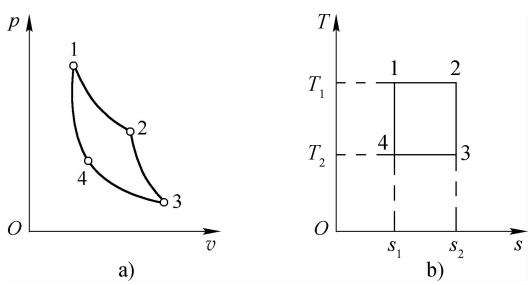


图2-10 卡诺循环

a）压容（p-v）图 b）温熵（T-s）图

从温熵图上可明显看出，$q_1 = T_1(s_2 - s_1)$，$q_2 = T_2(s_2 - s_1)$（绝对值），因此卡诺循环的热效率为

$$\eta = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2(s_2 - s_1)}{T_1(s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \tag{2-56}$$

从式（2-56）可以得出如下结论：

1）卡诺循环的热效率取决于工质吸热和放热时的温度，也就是高温热源和低温热源的温度，而与工质的具体性质无关。

2）卡诺循环的热效率只能小于1，因为 $T_2 = 0\text{K}$ 和 T_1 为无穷大都是不可能的。

3）$T_1 = T_2$ 时，热效率为零，即在温度平衡的体系中，不可能将热转化为机械功，也就是不存在单一热源的热机。

热力学可以证明，在相同温度范围内工作的一切可逆循环，卡诺循环的热效率最高。而不可逆循环的热效率又必然低于相应可逆循环的热效率。因此，一切循环的热效率必然小于100%。

七、理想气体混合物

混合气体的热力性质取决于组成气体的性质和成分，如果各组成气体都是理想气体，则其混合气体也是理想气体，具有理想气体的一切特性，服从理想气体状态方程。

（一）平均相对分子质量和平均气体常数

由于气体分子的热运动，混合气体中各组成气体分子是均匀弥散的，各组成气体的相对分子质量可能不同。我们假想存在一种单一气体，它的分子总数和总质量正好与混合气体相同，这时这种理想气体的相对分子质量就是混合气体的平均相对分子质量。

如果组成混合气体的各组成气体的质量分别为 m_1，m_2，…，则混合气体的质量为

$$m = m_1 + m_2 + \cdots = \sum m_i \tag{2-57}$$

令比值 $m_i/m = x_i$，它表示第 i 种气体的质量占混合气体总质量的百分数，这样可得

$$\sum x_i = 1 \tag{2-58}$$

分压力定律指出，混合气体的总压力 p 等于各组成气体分压力 p_i 的总和。所谓分压力是指假定该组成气体单独占据混合气体的体积时，该组成气体的压力。这样可得

$$p = \sum p_i \tag{2-59}$$

根据理想气体的状态方程，有

$$p_i V = m_i R_i T$$

相加起来，可得

$$V\sum p_i = T\sum m_i R_i$$

混合气体 $pV = mR_c T = R_c T\sum m_i$，注意到 $p = \sum p_i$，可得

$$mR_c T = T\sum m_i R_i$$

两端除以 m，并将 $x_i = m_i/\sum m_i$ 代入，即得

$$R_c = \sum x_i R_i \tag{2-60}$$

因此，知道了混合气体的各组成气体的质量成分 x_i 及各自的 R_i 值，就可以由式（2-60）求出混合气体的气体常数 R_c，进而可由通用气体常数求得混合气体的平均相对分子质量，即

$$M_{rc} = R_m/R_c = 8314.3/R_c$$

有时混合气体的成分常以分体积给出，例如锅炉中的烟气就是这样。所谓分体积是指在混合气体所处压力下，单独一种组成气体所占据的体积。令

$$V_i/V = z_i \tag{2-61}$$

则

$$\sum z_i = 1 \tag{2-62}$$

知道了混合气体的体积成分，则可由下式求出混合气体的平均相对分子质量，即

$$M_{rc} = \sum z_i \mu_i \tag{2-63}$$

进而求得混合气体的气体常数 R_c 为

$$R_c = 8314.3/M_{rc}$$

（二）混合气体的比热容、内能、焓、熵

1. 比热容

由定义可知

$$c = \sum x_i c_i \tag{2-64}$$

2. 内能和焓

理想气体混合物的内能等于各组成气体的内能之和；理想气体混合物的焓等于各组成气体焓值之和。这也是一种能量守恒关系。对于 1kg 混合气体，可以得出

$$u = \sum x_i u_i \tag{2-65}$$

和

$$h = \sum x_i h_i \tag{2-66}$$

理想混合气体的内能和焓也只是温度的函数。

3. 熵

在组成混合气体的各组成气体分子互不干扰的情况下，各组成气体的熵之和就是混合气体的熵，即

$$s = \sum x_i s_i \tag{2-67}$$

通过上述讨论，根据给定的各组成气体的成分、性质，就可以求出理想混合气体的各热力参数，进而就可将其像单一成分气体那样，研究其过程、循环、状态变化和热功转换。

八、水蒸气

水蒸气又称蒸汽，工程上所用的蒸汽都是由水在锅炉内定压加热沸腾汽化而产生的。锅炉可以看作一个联通的大容器，工质在其中流动并吸热，如果忽略相对较小的流动阻力损失，则蒸汽的产生过程就可以看作是一个定压过程。

为了便于说明问题，以封存于气缸活塞中的一定质量的水的定压加热为例，说明蒸汽的产生原理，参考图 2-11 所示过程。

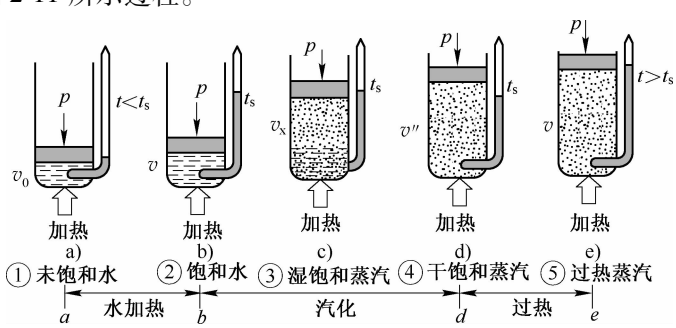


图 2-11　蒸汽定压产生过程示意图

在加热开始时，气缸中的水为过冷水，即水温低于饱和温度。所谓饱和温度即一定压力下水沸腾时的温度。随着加热过程的进行，水温升高而达到饱和温度，这时的水称为饱和水。水开始沸腾，一部分水汽化成为蒸汽，这时的蒸汽称为饱和蒸汽。这是一个汽、水共存的阶段，随着工质不断地从外界吸入热量，水不断地汽化为蒸汽，蒸汽的比例逐渐增加，水的比例逐渐减少。到了某一时刻，水正好全部变为蒸汽，这时候的蒸汽称为干饱和蒸汽。所谓干饱和蒸汽就是不含液体水的蒸汽。从饱和水变为干饱和蒸汽这一过程中，工质吸热而温度不变（在一定的压力下，即压力不变），汽液两相共存，1kg 饱和水全部变为饱和蒸汽所吸收的热量称为汽化热。对干饱和蒸汽继续加热，可以发现此时蒸汽温度升高，比体积增大，此时的蒸汽称为过热蒸汽，即蒸汽的温度超过了在该压力下的饱和温度，其温度超过饱

和温度的数值称为过热度。

在 p-v 图上和 T-s 图上可以画出上述过程，如图 2-12 所示。

在另一个不变的压力下重复上述由过冷水到过热蒸汽的定压加热过程，可以发现过程进程完全类似，不同的只是在较高压力下，饱和水与饱和蒸汽之间距离缩短（见图 2-12）。当压力高到某一数值时，饱和水与饱和蒸汽两点重合，此时饱和水与饱和蒸汽的状态不再有分别，在此压力下对水加热，当温度达到饱和温度时，水立即全部汽化，不再有汽液两相共存的阶段。再加热时即成为过热蒸汽。此时汽化热为零。这一点就称为临界点。水在临界点时，其临界压力 p_{cr} 为 22.12MPa，临界温度 t_{cr} 为 374.15℃。当 $t > t_{cr}$ 时，不管压力多大，再也不能使蒸汽液化。

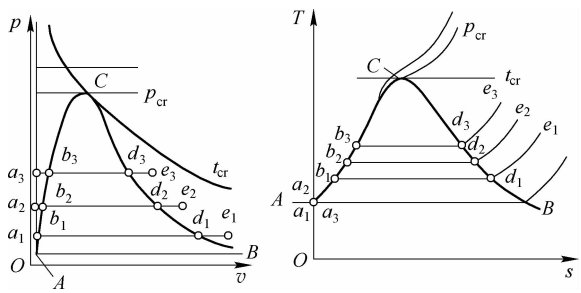


图 2-12　不同压力下蒸汽的产生过程

蒸汽形成过程如图 2-12 所示。图中将各不同压力下饱和水的状态点连接起来，称为饱和水线，或称下界限线。连接各干饱和蒸汽状态点就得到饱和蒸汽线，或称上界限线。两曲线会合于临界点 C，并将整个坐标平面分为三个区域。下界限线左侧为过冷水，上界限线右侧为过热蒸汽，两线之间则为汽、水共存的湿蒸汽区。湿蒸汽的成分用干度 x 表示，即 1kg 湿蒸汽中包含 $x$kg 饱和蒸汽，而其余（$1-x$）kg 则为饱和水。

锅炉中蒸汽的形成过程是一样的，不过这一过程是在锅炉这样一个开口系统中完成的。锅炉中产生的饱和蒸汽在汽包中进行汽水分离后引出到过热器继续加热而成为过热蒸汽，再送到蒸汽轮机中膨胀做功。

蒸汽的基本过程也是定压、定容、定温和绝热（定熵）四个热力过程。求解的任务基本上与理想气体一样，即求初、终态参数和热功转换关系，但在方法上与理想气体完全不同。蒸汽不是理想气体，不能应用理想气体的状态方程和其他关系式，而必须根据蒸汽热力性质表和蒸汽的焓熵图进行计算。

第三节　传热学基础知识

热量传递有三种基本方式：热传导、热对流和热辐射。实际的热量传递过程都是以这三种方式进行的，而且大多数情况下都是两种或三种热量传递方式同时进行。

一、热传导

在物体内部或相互接触的物体表面之间，由于分子、原子及自由电子等微观粒子的热运动而产生的热量传递现象称为热传导（简称导热）。导热现象既可以发生在固体内部，也可以发生在静止的液体和气体之中。按照热力学的观点，温度是物体微观粒子热运动强度的宏观标志。当物体内部或相互接触的物体表面之间存在温差时，热量就会通过微观粒子的热运动碰撞从高温传向低温。

在工业上和日常生活中，大平壁的导热是最常见的导热问题，例如通过炉墙以及房间墙壁的导热等，当平壁两表面分别维持均匀恒定的温度时，可以近似地认为平壁内的温度只沿着垂直于壁面的方向发生变化，并且不随时间而变，热量也只沿着垂直于壁面的方向传递，

如图 2-13 所示，这样的导热叫做一维稳态导热。

在传热中，单位时间传递的热量称为热流量，用 Φ 表示，单位为 W。

实验证实，平壁一维稳态导热的热流量与平壁的表面面积 A 及两侧表面的温差（$t_{w1}-t_{w2}$）成正比，与平壁的厚度 δ 成反比，并与平壁材料的导热性能有关，可表示为

$$\Phi=\lambda A\frac{t_{w1}-t_{w2}}{\delta} \tag{2-68}$$

式中，比例系数 λ 称为材料的热导率，单位为 W/(m·K)。其数值大小反映材料的导热能力，热导率大，材料导热能力越强。材料的热导率一般由实验测定。

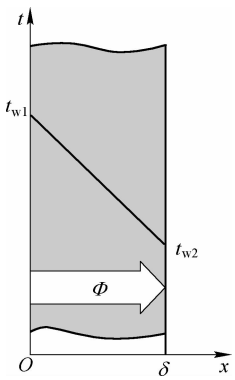


图 2-13　大平壁导热

借鉴电学中欧姆定律表达式的形式，式（2-68）可改写成“热流 = 温度差/热阻”的形式，即

$$\Phi=\frac{t_{w1}-t_{w2}}{\frac{\delta}{\lambda A}}=\frac{t_{w1}-t_{w2}}{R_\lambda} \tag{2-69}$$

式中，R_λ——平壁的导热热阻，平壁的厚度越大，导热热阻越大。平壁材料的热导率越大，导热热阻越小。

热阻是传热学中的一个重要概念，它表示物体对热量传递的阻力，热阻越小，传热越强。

单位时间通过单位面积的热流量称为热流密度，用 q 来表示，单位为 W/m^2。由式（2-68）可得，通过平壁一维稳态导热的热流密度为

$$q=\frac{\Phi}{A}=\lambda\frac{t_{w1}-t_{w2}}{\delta} \tag{2-70}$$

对于工程上经常遇到的圆筒壁导热，可以导出单位长度圆筒壁的热流量为

$$\Phi_1=\frac{t_{w1}-t_{w2}}{\frac{1}{2\pi\lambda}\ln\frac{d_2}{d_1}}=\frac{t_{w1}-t_{w2}}{R_{\lambda1}} \tag{2-71}$$

式中，d_1、d_2——圆筒壁的内径和外径；

$R_{\lambda1}$——单位长度圆筒壁的导热热阻。

二、热对流

热对流是指由于流体的宏观运动使温度不同的流体相对位移而产生的热量传递现象。显然，热对流只能发生在流体之中，而且必然伴随有微观粒子热运动产生的导热。

在日常生活和生产实践中，经常遇到流体和它所接触的固体表面之间的热量交换，如锅炉水管中的水和管壁之间、室内空气和暖气片表面及墙壁面之间的热量交换等。当流体流过物体表面时，由于黏滞作用，紧贴物体表面的流体是静止的，热量传递只能以导热的方式进行。离开物体表面，流体有宏观运动，热对流方式将发生作用，所以，流体与固体表面之间

的热量传递是热对流和导热两种基本传热方式共同作用的结果，这种传热现象在传热学中称为对流换热（见图 2-14）。

1701 年，牛顿提出了对流换热的基本计算公式，称为牛顿冷却公式，形式如下：

$$\Phi = \alpha A(t_w - t_f) \tag{2-72}$$

式中，t_w——固体壁面温度；

t_f——固体壁面温度；

α——对流换热的表面传递系数，曾称为对流换热系数［W/(m^2 · K)］。

牛顿冷却公式也可以写成欧姆定律表达式的形式，即

$$\Phi = \frac{t_w - t_f}{\frac{1}{\alpha A}} = \frac{t_w - t_f}{R_\alpha} \tag{2-73}$$

式中，R_α——对流换热热阻。

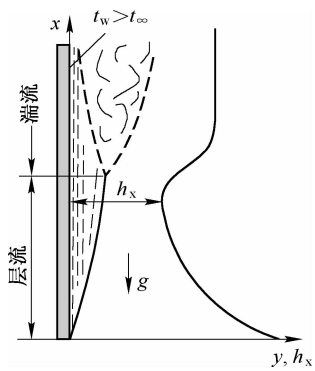


图 2-14　对流换热

表面传热系数的大小反映对流换热的强弱，它不仅取决于流体的物性（热导率、黏度、密度、比热容等）、流体的形态（层流、湍流）、流动的成因（自然对流和受迫对流）、物体表面的形状和尺寸，还与换热时流体有无相变（沸腾或凝结）等因素有关。因此，有关对流换热现象的研究和表面传热系数的确定通常采用理论分析和实验相结合的方法。

三、热辐射

辐射是指物体受某种因素的激发而向外发射辐射能的现象，有多种原因可以诱使物体向外发射辐射能。由于物体内部微观粒子的热运动（或者说由于物体自身的温度）而使物体向外发射辐射能的现象称为热辐射。

所有温度大于 0K 的实际物体都具有发射热辐射的能力，并且温度越高，发射热辐射的能力越强。物体发射热辐射时，其内热能转化为辐射能。所有实际物体也都具有吸收热辐射的能力，在物体吸收热辐射时，辐射能又转化为物体的内热能。当物体之间存在温差时，以热辐射的方式进行能量交换的结果使高温物体失去热量，低温物体获得能量，这种热量传递现象称为辐射换热。

热辐射具有以下特点：

1）热辐射总是伴随着物体的内热能与辐射能这两种能量形式之间的相互转化而发生的。

2）热辐射不依靠中间媒介，可以在真空中传播，太阳辐射穿过浩瀚的太空到达地球就是典型的实例。

3）物体间以热辐射的方式进行的热量传递是双向的。当两个物体温度不同时，高温物体向低温物体发射热辐射，低温物体也向高温物体发射热辐射，即使两个物体温度相等，辐射换热量等于零，但它们之间的热辐射交换仍在进行，只不过处于动态平衡状态而已。

传热学中将吸收全部辐射能的物体，即吸收率为 1 而反射率和穿透率均为 0 的物体称为绝对黑体，简称黑体。

黑体单位时间、单位面积的辐射总能量与绝对温度的四次方成正比，这就是所谓的四次

方定律，即

$$E_0 = \sigma_0 T^4 \tag{2-74}$$

或

$$E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \tag{2-75}$$

式中，σ_0——黑体辐射常数，它的数值为 $5.67 \times 10^{-8}\,\mathrm{W/(m^2 \cdot K^4)}$；

C_0——黑体辐射系数，它的数值为 $5.67\,\mathrm{W/(m^2 \cdot K^4)}$。

一般的工程材料辐射能力低于黑体，称之为“灰体”。将四次方定律用于灰体得

$$E = C \left(\frac{T}{100} \right)^4 \tag{2-76}$$

式中，C——灰体的辐射系数，其数值视不同材料而定，并永远小于 C_0。灰体的辐射力与同温度下黑体辐射力之比叫做“黑度”，以符号 ε 表示，这个参数描写物体与黑体的接近程度，即

$$\varepsilon = \frac{E}{E_0} = \frac{C}{C_0} \tag{2-77}$$

ε 由试验确定，于是对于灰体的辐射力可应用下式计算，即

$$E = \varepsilon E_0 = \varepsilon C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \tag{2-78}$$

任何实际物体都在不断地发射辐射能和吸收辐射能，物体之间的辐射换热量既与物体本身的温度、辐射特性有关，也与物体的大小、几何形状及相对位置有关。

四、传热过程简介

工程上经常遇到固体壁面两侧流体之间的热量交换，在传热学中，这种热量从固体壁面一侧的流体通过固体壁面传递到另一侧流体的过程称为传热过程。

一般来说，传热过程由三个串联的热量传递环节组成：

1）热量以对流换热的方式从高温流体传给壁面，有时还存在高温流体与壁面之间的辐射换热，如炉膛内高温烟气与水冷壁之间的热量交换；

2）热量以导热的方式从高温流体侧壁面传递到低温流体侧壁面；

3）热量以对流换热的方式从低温流体侧壁面传给低温流体，有时还需考虑壁面与低温流体及周围环境之间的辐射换热。

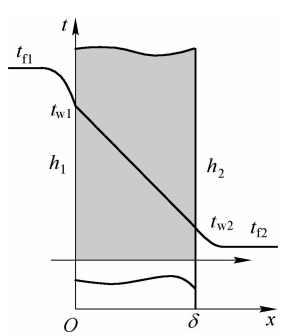


图 2-15　通过平壁的传热过程

以最简单的通过平壁的稳态传热过程为例，如图 2-15 所示，一个热导率 λ 为常数、厚度为 δ 的大平壁，平壁左侧远离壁面处的流体温度为 t_{f1}，表面传热系数为 α_1，平壁右侧远离壁面处的流体温度 t_{f2}，表面传热系数为 α_2，且 $t_{f1} > t_{f2}$。假设平壁两侧的流体温度及表面传热系数都不随时间变化。显然，这是一个稳态的传热过程，由平壁左侧的对流换热、平壁的导热和平壁右侧的对流换热三个串联的热量传递环节组成，这样，根据前面的公式，可以导出

$$\Phi = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{\alpha_1 A} + \frac{\delta}{\lambda A} + \frac{1}{\alpha_2 A}} = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{R_{\alpha 1} + R_{\lambda} + R_{\alpha 2}} = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{R_{\Sigma}} \tag{2-79}$$

式中，R_{Σ}——传热热阻。

对于一般的传热过程，我们可以写出

$$\Phi = KA(t_{f1} - t_{f2}) = KA\Delta t \tag{2-80}$$

式中，K——传热系数［W/（m^2 · K）］。

对比上面的两个公式，传热系数 K 为

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \tag{2-81}$$

第三章　燃 气 轮 机

第一节　燃气轮机概述

一、燃气轮机发展概述

燃气轮机工业是从蒸汽轮机和航空发动机两大工业发展而来的。燃气轮机对压气机的要求很高，对燃烧室的要求比锅炉高，对透平的要求比蒸汽轮机高，因此20世纪30年代以前虽经试验，但仍没有获得实用。

燃气轮机从初步试验成功，发展到制造出有工业应用价值的装置，前后经历了约40年时间。在这个阶段中，工业发展早且技术领先的欧洲由于在冶炼工艺和空气动力学方面有了很大的提高，而具备了生产燃气轮机的条件。1907年左右，法国涡轮机协会制造的燃气轮机获得了3%的效率，同时，霍尔兹瓦斯（H·Holzwarth）设计了50马力[㊀]等容燃烧式燃气轮机，它是第一台应用于工业的长期运转的装置。

到1939年，瑞士布朗勃法瑞（Brown Bover）公司（BBC）[㊁]制造了第一台功率较大的发电用燃气轮机，这台4000kW燃气轮机发电装置的效率达到18%。同年，德国享克尔（Heinkel，或译海因克尔）飞机制造厂的涡轮喷气式发动机试车成功。1940年瑞士BBC又制造了第一台燃气轮机机车，功率为2200马力，效率达16%。

随着生产出的第一代工业上实用的燃气轮机和喷气发动机，并积累了运行经验。在这个时期，燃气轮机工业及其科学系统开始形成。20世纪40年代后期，航空用涡轮喷气发动机由于比活塞式发动机轻小、功率大，得到迅速发展，在军用飞机上得到了广泛的应用。喷气发动机在航空工业上基本取代了活塞式发动机，并且其大量的航空结构设计经验被这些工厂应用到运输式及固定式燃气轮机上。它非但对陆海用燃气轮机的改革和发展起到了决定性的引导作用，而且对蒸汽轮机和透平式压气机设计和制造也起到了带动作用。

到20世纪50年代后期，这些轻型结构的燃气轮机在与根据传统设计的重型结构燃气轮机的竞争过程中占了优势。同一时期，自1950年英国罗孚（Rover）汽车公司第一台燃气轮机汽车行驶后，小功率燃气轮机获得了很大发展。由于小功率燃气轮机的技术周期比较短，较成熟的小功率燃气轮机也在这个阶段的后半期制造出来。

20世纪60年代，轻型结构的燃气轮机的经济性和可靠性经受了考验，并被公众认可。喷气式发动机被成批地改装成陆海用装置，单机功率已达10万kW，在这种情况下，苏美英三国决定更新海军，使舰艇动力装置燃气轮机化。而由于1965年美国又遇到了东北电网大停电事故，损失惨重，因此各国电力行业决定增建大批燃气轮机调峰应急发电机组。再加之输油、输气管线建设中加压设备需要动力设备，促进了中小燃气轮机的推广应用。故在20

㊀ 1马力=735.499W，后同。

㊁ 瑞士BBC公司与瑞典阿西亚（ASEA）公司于1988年合并，成立瑞士ABB集团。

世纪 60 年代这十年的时间里，陆海用燃气轮机功率总容量猛增了 13 倍，其中大都以发展简单循环单轴、分轴的燃气轮机机型为主。1970 年，全世界陆海用燃气轮机达到了 9500 万马力，其中 4500 万马力用于发电，5000 万马力用于舰船。

20 世纪 70 年代，性能指标更高的新一代燃气轮机问世，实现了用电子计算机监视、遥控的全自动化的动力装置。透平进气温度近 400℃，压缩比近 30，开式简单循环燃气轮机效率高达 36%，回热式效率高达 38%，单机功率达到 11 万 kW，多台喷气发动机的燃气发生器组装后各配或合配一台动力透平而驱动一台发电机时，功率可达 16～35 万马力。

进入 20 世纪 80 年代，由于燃气轮机的单机功率和热效率都有很大程度的提高，特别是燃气-蒸汽联合循环技术渐趋成熟，再加上世界范围的天然气资源的进一步开发，燃气轮机及其联合循环机组在世界电力系统中的地位发生了明显的变化，它们不仅可以用作紧急备用电源和尖峰负荷机组，而且还能携带基本负荷和中间负荷。

自 20 世纪 90 年代到现在 21 世纪 20 年代，燃气轮机的技术得到不断发展，透平入口温度和机组热效率持续提高，透平入口温度超过 1400℃甚至达到 1600℃（2011 年），单机功率已超过 200MW 达到 470MW（2011 年），单机机组热效率已超过 35% 达到 41%（2011 年）；而联合循环机组功率已超过 350MW 最高达到 680MW（2011 年），热效率已超过 55% 最高达到 61.7%（2011 年）。显然，从热力性能及环保性能的角度看，燃气-蒸汽联合循环机组比超超临界参数的燃煤发电机组要优越得多。

二、燃气轮机发电的特点

燃气轮机是从 20 世纪 50 年代开始逐渐登上发电工业舞台的。但是由于当时的单机容量小，效率又比较低，因而在电力系统中只能作为紧急备用电源或调峰使用。1960 年以后，欧美的大电网都相继发生了电网瞬时解列的大停电事故，这些事故促使人们认识到电网中有必要配备一定容量的燃气轮机发电机组，因为燃气轮机具有快速“无外电源启动”即“黑启动”的特性，它能保证电网运行的安全性和可快速恢复性。欧美国家的经验证明：从安全和调峰的要求出发，在电网中安装功率份额为 8%～12% 的燃气轮机发电机组是必要的。

总的来说，燃气轮机及其联合循环机组发电具有如下一些优点：①供电效率远远超过燃煤的蒸汽轮机发电机组；②在国外，交钥匙工程的比投资费用约为 500～600 美元/kW，它要比带有 FGD 的燃煤蒸汽轮机发电机组低很多；③建设周期短，可以按照“分阶段建设方针”建厂，资金利用率最高；④占地面积少，用水量也比较少；⑤机组运行自动化程度高，启动快速，每天都能启停；⑥机组运行的可用率高达 85%～95%；⑦可以快速无外电源启动，即可以进行黑启动；⑧由于机组大多采用天然气作为燃料，污染排放问题得到彻底解决，其排放一般无烟尘，SO_2 和 NO_x 都很少，还可以大大减少 CO_2 的排放量。当然，解决污染问题的功劳应归功于所用的洁净燃料。

表 3-1 给出了燃用不同燃料时热力发电厂的发电效率、CO_2 排放情况。在燃烧天然气或液体燃料的前提下，无论在供电效率、比投资费用、发电成本、污染排放量以及运行维护的可靠性方面，燃气-蒸汽联合循环发电方式都要比有 FGD 的燃煤蒸汽轮机电站优越。因而它越来越受到人们的青睐，在世界发电市场中所占有的份额更是明显地快速增长。事实也正是如此：自 20 世纪 70 年代的能源危机以来，美国和西欧的一些政府都开始鼓励电力工业使用天然气发电；据不完全统计，至 1990 年底全世界已经投入运行的天然气的联合循环发电机

组的总功率为 14019MW，1991 ~ 1996 年，投入运行的这种新机组容量总和不低于 27400MW。而目前联合循环的装机容量则已超过 400GW。

表 3-1 燃用不同燃料时热力发电厂的 CO_2 排放情况

	燃料		燃烧		发电		
	燃料含碳量 /(kg/GJ)	相对值 (%)	燃烧产 CO_2 量 /(kg/GJ)	相对值 (%)	发电效率 (%)	发电 CO_2 排放量 /[kg/(MW·h)]	相对值 (%)
木材	27.3	112	100	112	35	1030	124
褐煤	26.2	108	96	108	37	935	113
烟煤	24.5	100	90	100	39（45①）	829/718	100/87
重油	20.0	82	74	82	39	753	91
原油	19.0	78	70	78	39	716	87
天然气	13.8	56	51	56	40（50②）	507/405	61/49

① 远期采用超超临界参数的蒸汽轮机发电机组时。

② 采用燃气-蒸汽联合循环机组发电时。

然而，联合循环发电系统毕竟是以燃烧天然气或液体燃料的，它是否也能燃用常规的固体燃料——煤呢？假如可以的话，这将为联合循环发电技术开辟一条崭新的发展道路。为了实现这个理想，从 20 世纪 70 年代开始，人们就致力于研究开发燃煤的联合循环发电的各种方案，其中有一个“整体煤气化联合循环”（Integrated Gasification Combined Cycle，IGCC）发电方案，它的设计思想是，使煤在高压、高强度、高效率的气化炉中气化成为中热值煤气或低热值煤气；进而通过洗涤和脱硫处理，把煤气中的微尘、硫化物、碱金属等杂质清除干净；最后，把洁净的人造煤气输送到燃气-蒸汽联合循环发电机组中去燃烧做功。显然，这种方案的供电效率一定会比使用天然气的燃气-蒸汽联合循环机组低一些，因为在人造煤气的制备过程中必然会损失一部分热能，同时还会增加电厂的厂用电消耗。但是，随着技术的不断完善和成熟，只要设计得当，IGCC 的供电效率在 21 世纪初期就能达到 45%，预计到 2020 年后可以提高到 50% ~52%。也就是说，它要远远地高于超超临界参数的燃煤蒸汽轮机电站期望实现的效率指标。其污染排放量则是各种洁净煤发电技术中最低的之一（它只有新污染源实施标准㊀中规定的极限排放量的 10% ~30%），完全能够满足 21 世纪日益严格的环保要求。目前，IGCC 的单机容量已经做到 300MW 等级，可以适应规模经济的需要，运行可用率则与常规燃煤蒸汽轮机电站相仿。其主要缺陷是比投资费用比较高，预计到 2015 年后才有可能下降到 1000 美元/kW 的水平。

此外，近年来随着全球范围内的能源和动力需求结构，特别是电力系统的放松控制及环境保护等要求的变化，以中、小型燃气轮机为核心的分布式能源系统和电源装置正在迅速崛起，大有与大、中型燃气轮机共占市场的趋势。这种分布式能源系统的发、供电方式具有以下一些优点和特点：①它没有或具有很低的输配电损耗（对于集中供电方式而言，这种损

㊀ New Source Performance Standard，NSPS。

耗至少高达10%，在我国甚至高达15%以上）；②无需建设配电站，可以减少输配电成本；③适合多种热电比的变化，可使系统根据热负荷或电负荷的需求进行灵活的调节，有利于提高设备的利用率；④便于近距离地向用户供热或供冷，无需建立昂贵的输送管网，因而既能节省投资费用，又能充分提高能源的利用效率，降低建设成本；⑤各电站互相独立，便于自行控制，不会发生大规模的供电事故，因而供电的可靠性高，非常适合于为商业区、居民区乃至机场、地铁站等提供电力、供热和供冷；⑥在燃用清洁燃料的前提下，即使在人口稠密的城市地区，也能满足高标准环保质量的要求。显然，分布式供电、供热（甚至供冷）方式是集中供电、供热方式的一种不可缺少的补充。这是目前世界电力工业中出现的一个由传统的集中供电和供热模式，向着依靠大型和中、小型发电站广泛结合的分布式电力系统模式过渡的新趋势。这也将为中、小型和微型燃气轮机在电力工业中的推广应用，提供一个崭新的机遇和市场。

总之，通过以上的分析不难看出，在今后的世界电力工业的发展历程中，不论是燃烧天然气、液体燃料还是固体燃料——煤，开发大容量的、高效率的燃气轮机是一个必然的趋势，它既能节省日趋紧张的能源资源，又能保护环境。燃气轮机及其联合循环的发电机组必将成为世界电力工业中的一个重要组成部分，它的作用也将日益增加。

三、目前国内F级燃气轮机介绍

目前，世界上能设计和生产重型燃气轮机的厂家主要有四家，即美国通用电气（GE）公司、德国西门子（Siemens）公司、日本三菱公司和法国阿尔斯通（Alstom）公司。原先美国西屋公司也是生产燃气轮机的主要厂商，后来与德国西门子公司合并，其专利技术一部分归德国西门子公司所有，另一部分则为日本三菱公司继承和发展，致使三菱公司取代了美国西屋公司的原有地位，而成为世界上具有独立设计和生产重型燃气轮机能力的主要厂商之一。这些厂商既生产50Hz的燃气轮机发电机组，同时也生产60Hz的燃气轮机发电机组。50Hz燃气轮机的型号和性能可参见表3-2。其联合循环机组的型号和性能可参见表3-3。

通过原国家计委进行的捆绑招标，我国先后引进了PG9351FA、PG9171E、M701F、M701DA、V94.3A和V94.2型号的燃气轮机制造技术。目前，这些机组制造的国产化率已超过70%，并可向用户供应大部分热部套备件。今后，国内外用户可以向我国哈尔滨动力设备股份有限公司、东方电气集团公司、上海电气（集团）总公司订购上述燃气轮机及其联合循环机组。此外，南京汽轮电机（集团）公司早已能制造PG6581（B）型燃气轮机。因而在我国生产大型（PG9351FA、M701F和V94.3A）、中型（PG9171E、M701DA和V94.2）和小型（PG6581（B））燃气轮机及其联合循环机组的格局已经形成。这对于我国电力系统扩大使用先进燃气轮机及其联合循环发电技术大有推动作用，同时也为提高我国燃气轮机制造业的水平奠定了坚实的基础。特别是由于这些机组主要部件的生产和备件供应的本地化，可以大量节省建厂的投资和机组运行维护费用，也因此必将会提高燃气轮机电站在电网中的竞争能力。

到2011年年底，我国至少有近60台套F型燃气轮机及其联合循环机组投入运行，其中PG9351FA型机15台、M701F型机33台套、V94.3型机10台。

表3-2给出了某些典型燃气轮机的型号与性能参数。表3-3给出了某些典型联合循环机组的型号与性能参数。

表 3-2 某些典型燃气轮机的型号与性能参数

厂商	型号	第一台生产年份	ISO 基荷功率/MW	热耗率/[kJ/(kW·h)]	热效率(%)	压缩比	空气流量/(kg/s)	透平排气温度/℃	比价/(美元/kW)
美国通用电气(GE)公司	PG6581(B)	1999	42.1	11225	32.07	12.2	141.1	547.8	267
	PG6111(FA)	2003	75.9	10295	34.97	15.6	202.8	602.8	245
	PG9171(E)	1992	126.1	10653.5	33.79	12.6	417.8	542.8	165
	PG9231(EC)	1994	169.1	10310.7	34.92	14.0	508.0	556.1	160
	PG9351(FA)	1996	255.6	9756.9	36.90	17.0	640.5	602.2	160
	PG6591C	2003	42.3	9925.7	36.27	19.0	117.0	569.4	266
	PG9001H		292	9113.5	39.50	23.0	685.0		
德国西门子(Siemens)公司	W251B11/12	1982	49.5	11022.7	32.66	15.3	175.1	513.9	250
	V64.3A	1996	67.4	10305.4	34.93	15.8	191.9	582.8	236
	V94.2	1981	159.4	10495.3	34.30	11.4	508.9	547.2	155
	V94.2A	1997	182.3	10233.7	35.18	13.8	519.8	567.2	158
	V94.3A	1995	265.9	9324.4	38.60	17.0	655.9	584.4	159
日本三菱公司	M701DA	1981	144.1	10347.6	34.80	14.0	440.9	542.2	155
	M701F	1992	270.3	9419.4	38.2	17.0	650.9	586.1	160
	M701G	1997	271	9303.3	38.70	21.0	737.1	587.2	165
	M701G2		334	9102.9	39.50				
	M701J	2011	470			23.0			
法国阿尔斯通(Alstom)公司	GT8C2	1998	57	10584.9	34.01	17.6	200.0	508.0	281
	GT13E2	1993	165.1	10083.9	35.70	14.6	532.1	524.0	166
	GT26	1994	263	9727.4	37.00	32.0	607.4	615.0	148

表 3-3 某些典型联合循环机组的型号与性能参数

厂商	型号	第一台生产年份	净功率/MW	热耗率/[kJ/(kW·h)]	热效率(%)	燃气轮机功率/MW	蒸汽轮机功率/MW	比价/(美元/kW)	蒸汽循环方式
美国通用电气(GE)公司	S106B	1987	64.3	7330.9	49.0	41.6	23.8	595	三压无再热
	S106C	2002	62.8	6666.3	54.0	42.2	21.3		三压无再热
	S106FA	1991	118.1	6582.0	54.7	75.1	44	713	三压再热
	S109E	1986	189.2	6935.0	52.0	121.6	70.4	475	三压无再热
	S109EC	1994	259.3	6661.1	54.0	166.6	96.6		三压再热
	S109FA	1994	390.8	6349.9	56.7	254.1	141.8	354	三压再热
	S109FB	2002	412.9	6202.2	58.0	266.7	151.72	359	三压再热
	S109H	1997	480	6001.8	60.0			427	蒸汽冷却三压再热
德国西门子(Siemens)公司	I. W251B11/12	1982	71.5	7530	47.8	48	25	715	双压无再热
	IS. 64.3A	1996	99.8	6900	52.2			718	双压无再热
	I. V94.2	1981	239.4	6890	52.2	154	89.3	446	双压无再热
	IS. V94.2A	1997	280.7	6590	54.6			395	三压再热
	IS. V94.3A	1995	392.2	6270	57.4			348	三压再热

（续）

厂商	型号	第一台生产年份	净功率/MW	热耗率/[kJ/(kW·h)]	热效率(%)	燃气轮机功率/MW	蒸汽轮机功率/MW	比价/(美元/kW)	蒸汽循环方式
日本三菱公司	MPCP1(M701)	1981	212.5	7000	51.4	142.1	70.4	469	双压
	MPCP1(M701F)	1992	397.7	6317	57.0	266.1	131.6	348	三压再热
	MPCP1(M701G)	1997	489.3	6133	58.7	328.9	160.4	396	三压再热
	MPCP1(M701J)	2011	680		61.7	470	210		
法国阿尔斯通(Alstom)公司	KA8C2-1	1998	80	7350	49.0	57.7	27	591	双压无再热
	KA13E2-2	1993	480	6808	52.9	318.6	167	341	双压
	KA26-1	1996	392.5	6394	56.3			360	三压再热

注：表中未列出多轴布置方式联合循环机组的型号与性能参数。

国际标准 ISO 3977《燃气轮机 采购（Gas Turbines-Procurement）》[㊀]的定义：燃气轮机及其联合循环机组的运行模式可以分为六大类，各种运行模式的年运行小时数、使用率、点火启动次数和每次启动后的平均运行小时数等参数的范围见表 3-4。

表 3-4　运行模式的区分

运行模式代号		A	B	C	D	E	F
负荷特征		连续满负荷	基本负荷	中间负荷	基本尖峰交替负荷	每日启停	尖峰负荷
参数范围	年运行小时数/h	8000～8600	6000～8000	3000～6000	2000～3000	2000～4000	200～800
	使用率（%）	90～100	70～90	35～70	20～50	20～50	2.2～10
	年启动点火次数/次	3～40	20～80	10～60	40～120	250～300	60～150
	年运行小时数与年启动点火次数之比	>200	60～400	60～400	30～60	10～18	3～8
	快速启动次数/次				0～5	0～10	0～20
	年跳闸次数/次	0～8	1～8	1～6	1～6	1～6	1～6

机组应采用何种运行模式与燃料价格、建设投资、机组性能、电价、电力结构和负荷需求等多种因素有关，对每一个工程都需要进行全面而细致的分析。一般来说，由于我国的天然气价格偏高，简单循环的燃气轮机主要适用于承担尖峰负荷，联合循环机组由适用于承担中间负荷和基本负荷。

第二节　燃气轮机基本理论

一、燃气轮机主要热力性能指标

（一）热效率

它的含义是指，当工质完成一个循环时，把外界加给工质的热量 q，转化为机械功（或

㊀　对应国标 GB/T 14099.1～9—2004～2010《燃气轮机　采购》。

电功）w_c、w_s 或 w_e 的百分数。热效率有以下几种表示形式，即

（1）循环效率

$$\eta_c = \frac{w_c}{q} = \frac{w_T - w_C}{fQ_{net.\,v.\,ar}} \tag{3-1}$$

（2）装置效率（发电效率）

$$\eta_c^G = \eta_c \eta_{Mgt} \eta_{Ggt} = \frac{w_s}{fQ_{net.\,v.\,ar}} \tag{3-2}$$

（3）净效率（供电效率）

$$\eta_c^N = \eta_c^G (1 - \eta_e) = \frac{w_e}{fQ_{net.\,v.\,ar}} \tag{3-3}$$

式中，q——相对于 1kg 空气来说的加给燃气轮机的热量（kJ/kg）；

w_c——相对于 1kg 空气来说的燃气轮机的循环功（kJ/kg）；

w_T——相对于 1kg 空气来说的燃气透平的膨胀功（kJ/kg）；

w_C——相对于 1kg 空气来说的压气机的压缩功（kJ/kg）；

w_s——相对于 1kg 空气来说的扣除了燃气轮机的机械传动效率 η_{Mgt} 和发电效率 η_{Ggt} 后，在发电机轴端的净功（kJ/kg）；

w_e——相对于 1kg 空气来说，在 w_s 基础上扣除了机组（电站）厂用电耗率 η_e 后所得的净功（kJ/kg）；

$Q_{net.\,v.\,ar}$——燃料的低位发热量热值（kJ/kg）；

f——加给 1kg 空气的燃料量［kJ（燃料）/kg（空气）］。

由于机组的供电效率最容易测量，因而，一般常用 η_e^N 作为衡量燃气轮机热经济性的一项指标。显然，热效率越高，燃气轮机发出同样功率所需消耗的燃料量就越少。

此外，在工程上常用热耗率 q_e［kJ/（kW·h）］来衡量燃气轮机热经济性，它的含义是指，每产生 1kW·h 的电功所需消耗的燃料的热能，即

$$q_e = \frac{3600 fQ_{net.\,v.\,ar}}{w_e} = \frac{3600}{\eta_c^N} \tag{3-4}$$

（二）比功

比功是指：进入燃气轮机压气机的 1kg 空气，在燃气轮机中完成一个循环后所能对外输出的机械功（或电功）w_s（kJ/kg），即

$$w_s = (w_T - w_C)\eta_{Mgt}\eta_{Ggt} \tag{3-5}$$

$$w_e = (w_T - w_C)\eta_{Mgt}\eta_{Ggt}(1 - \eta_e) \tag{3-6}$$

由于

$$P_{gt} = M_a w_e \tag{3-7}$$

所以

$$w_e = P_{gt}/M_a \tag{3-8}$$

式中，M_a——每秒钟流进燃气轮机压气机的空气流量（kg/s）；

P_{gt}——燃气轮机的净功率（kW）；

η_e——厂用电耗率（%）。

显然，比功的大小，在一定的程度上反映了机组尺寸的大小。因为比功越大，就意味着1kg空气能够在完成循环后对外输出更多的机械功（或电功）。因而，为了输出相同数量的功，使流经燃气轮机的空气流量减少，整台机组的尺寸就可以设计得比较小。

（三）压缩比

压缩比 π，是燃气轮机简单循环中压气机出口压力 p_2^* 与压气机进口压力 p_1^* 之比，即

$$\pi = p_2^* / p_1^* \tag{3-9}$$

（四）温度比

它是燃气轮机简单循环中透平进口温度 T_3^* 与压气机进口温度 T_1^* 之比，即

$$\tau = T_3^* / T_1^* \tag{3-10}$$

（五）改善燃气轮机热效率的措施

燃气轮机排气温度一般都很高，F级燃气轮机的排烟温度在600℃左右，如果能充分利用这部分排气的热量，使其转化为机械功，则燃气轮机的效率就能进一步提高。

为了达到此目的，有两个途径可循：利用燃气透平的排气余热，使燃气轮机与蒸汽轮机结合起来成为燃气-蒸汽联合循环；使燃气轮机采用回热循环（该循环在本章热力循环分析中将会有叙述）。同时，采用燃气-蒸汽联合循环也是改善燃气轮机比功的首选措施。

（六）提高燃气轮机比功的措施

提高燃气轮机比功的办法有两个，即采用所谓间冷循环和再热循环方案。这两种方案在本节的热力循环分析中将会有叙述。

二、燃气轮机循环的热力循环分析

燃气轮机热力循环是一种所谓的“布雷顿循环”，在可逆的理想条件下，它是由以下四个过程组成的：①理想的绝热压缩过程；②等压燃烧加热过程；③理想的绝热膨胀过程；④等压放热过程。

（一）理想简单循环

图3-1c所示为一台燃气轮机组成示意图，其上的数字表示每个热力过程的起点和终点。假定燃气轮机中的工质是理想气体，气体的热力性质和流量不变，并且各热力过程无损耗，这个循环就称为理想循环。

理想简单循环的热力过程如图3-1a、b的 p-v 图和 T-s 图所示。过程1→2是气体在压气机中被等熵压缩，过程2→3是气体在燃烧室中被等压加热，过程3→4是气体在透平中等熵膨胀做功，过程4→1是气体排入大气后被等压冷却。

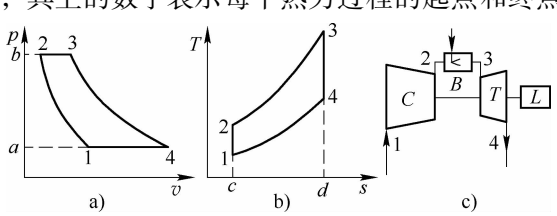


图3-1　燃气轮机理想简单循环的压容图、温熵图和组成示意图

a）压容（p-v）图　b）温熵（T-s）图　c）组成示意图

在燃气轮机循环中，一般用比功和热效率这两个指标来进行分析比较，这些是在循环计算中必须计算的，并作为确定循环参数的重要依据。

比功和热效率的定义见前文所述。在做功量相同时，比功大的循环所需工质的量少，反之就多。对于一台燃气轮机来讲，比功表明了单位工质流量输出功的大小。因此，两台功率相同的燃气轮机，比功大的工质流量少，机组的尺寸就可能较小。热效率反映了热量的利用情况，热效率高时表明热量的利用率高，反之利用率低。

理想简单循环四个工作过程的计算式为

等熵压缩 1—2 $w_C = c_p(T_2^* - T_1^*) = c_p T_1^*(\pi^m - 1)$

等压加热 2—3 $q_1 = c_p(T_3^* - T_2^*)$

等熵膨胀 3—4 $w_T = c_p(T_3^* - T_4^*) = c_p T_3^*(1 - 1/\pi^m)$

等压冷却 4—1 $q_2 = c_p(T_4^* - T_1^*)$

式中，$m = (\gamma - 1)/\gamma$；

π——压气机压缩比。

与图 3-1 所示相对照，w_C 相当于 p-v 图中 1-2-b-a-1 所围的面积，q_1 相当于 T-s 图中 2-3-d-c-2 所围面积，w_T 相当于 p-v 图中 3-4-a-b-3 所围面积，q_2 相当于 T-s 图中 4-1-c-d-4 所围面积。

理想简单循环比功计算式为

$$w_t = w_T - w_C \tag{3-11}$$

该式表明，比功相当于图 3-1 中 1—2、2—3、3—4、4—1 四个过程所包围的面积。

把 w_T 和 w_C 的算式代入式（3-11）中并化简得

$$w_t = c_p T_1^* \left[\tau\left(1 - \frac{1}{\pi^m}\right) - (\pi^m - 1) \right] \tag{3-12}$$

式中，τ——温度比。

由式（3-12）中可以看出，比功随着温度比和压缩比而变，以 $c_p = 1\text{kg/（kg·K）}$，$\gamma = 1.4$ 和 $T_1^* = 288\text{K}$，代入式（3-12）中可得到图 3-2 所示曲线。该图表明，压缩比不变时比功随着 τ 的增加而增加，温度比不变时比功随着 π 的变化有一最大值，相应于该最大值的压缩比称为比功最佳压缩比 $\pi_{w,\max}$。将式（3-12）进行微分 $\mathrm{d}w_t/\mathrm{d}\pi$，令其等于零得

$$\pi_{w,\max} = \frac{1}{\tau^{2m}}$$

可用图 3-3 所示来解释 $\pi_{w,\max}$ 的存在。该图表明，在 T_1^* 和 T_3^* 不变（即 τ 不变）时 π 从小变大，循环从 1—2—3—4—1 变为 1—2′—3′—4′—1，再变为 1—2″—3″—4″—1，即面积先从小变大，后又从大变小。因此，中间必然有一个最大的面积，此即最大比功，它相应的压缩比即 $\pi_{w,\max}$。

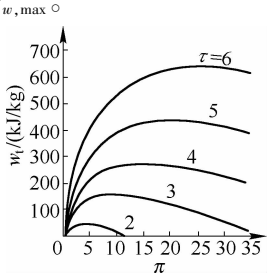


图 3-2 理想简单循环的比功

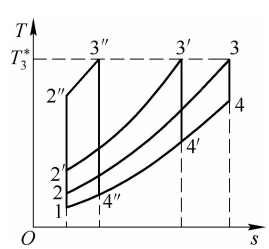


图 3-3 温度比不变时循环随压缩比的变化

理想简单循环的热效率为

$$\eta_{\mathrm{gt,t}}=\frac{w_{\mathrm{t}}}{q_1} \tag{3-13}$$

从图 3-1 所示可以看出，$\eta_{\mathrm{gt,t}}$相当于 T-s 图中 1—2—3—4—1 所围面积与 2—3—d—c—2 所围面积的比值。把 w_{t} 和 q_1 的公式代入式（3-13）得

$$\eta_{\mathrm{gt,t}}=1-\frac{1}{\pi^{m}} \tag{3-14}$$

式（3-14）表明，理想简单循环的热效率只与压缩比有关，并随压缩比的增加单调增加，由式（3-14）可得到图 3-4 所示曲线。

（二）实际简单循环

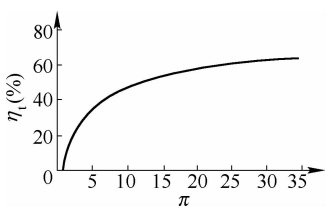


图 3-4　理想简单循环的热效率

实际燃气轮机循环与理想循环存在着较大的差异。这首先是由于循环中的各个过程存在着损失，如实际的压缩过程和膨胀过程都不是等熵的，使得实际压缩功大于等熵压缩功，实际膨胀功小于等熵膨胀功。即压气机效率和透平效率都小于 1。又如燃烧室中存在流动的压力损失和燃烧不完全损失。其次是作为工质的燃气和空气的热力性质不同，两者的流量也有差别。此外还有其他的损失，如燃气轮机的进气和排气压力损失，轴承摩擦和辅机耗功等的机械损失。

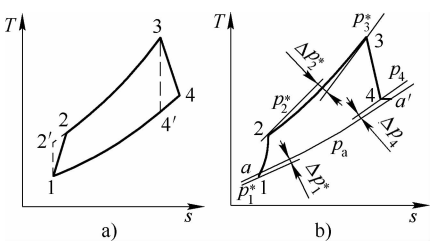


图 3-5　燃气轮机实际简单循环

a）考虑压气机效率和透平效率的循环图

b）再考虑各处压力损失后的循环图

实际简单循环如图 3-5 所示。图 3-5a 所示循环考虑到压气机效率 η_{C} 和透平效率 η_{T} 后循环的变化，即由 1—2′—3—4′—1 变为 1—2—3—4—1。其中，1—2′和 3—4′是等熵的，1—2 和 3—4 是计及 η_{C} 和 η_{T} 后的实际过程。图 3-5b 所示为再考虑到各处压力损失后的循环图，Δp_1^* 是进气压力损失，使压气机的进口空气状态由 p_{a} 降至 p_1^*；Δp_2^* 是从压气机出口到透平进口的压力损失，它一般就是燃烧室中的压力损失；Δp_4 排气压力损失，使排气压力 p_{a} 升至 p_4。

鉴于上述的一些变化，使得实际循环的性能与理想循环的性能有较大的差异。图 3-6 所示为实际简单循环比功，参数 η_{B}、η_{Mgt}、η_{cl}、ϕ 等含义在后面陆续介绍。与图 3-2 所示曲线相比基本相似，但在相同 τ 和 π 时的比功值下降较多，且 τ 低时下降幅度大，$\tau=2$ 时比功已变为负值，故图上已无这条曲线。至于 $\pi_{w,\max}$仍存在，只是具体的数值与理想循环的也有所不同。

图 3-7 所示为实际简单循环效率，与图 3-4 所示相比的很大的差别。首先是效率不仅与 π 有关，而且与 τ 有关，τ 越大效率越高；其次是在一定的 τ 下，效率有一最大值，相应于该值的压比称为效率最佳压比 $\pi_{\eta,\max}$；再次是效率值比理想循环的下降较多（指 π 与 τ 相同时），τ 越低时下降得越多。

由图 3-7 所示可知，温度比 τ 对实际循环的性能影响很大，特别是它对效率的影响，促使人们不断地努力来提高燃气初温 T_3^* 以不断提高效率。当然，降低 T_1^* 也可以提高 τ，从而

提高效率。但 T_1^* 一般就是大气温度，它是人们所不能控制的。不过从这里可以看出，在 T_3^* 相同的情况下，燃气轮机在冬季和寒冷地区使用时效率最高，而在夏季和热带地区使用时效率较低。

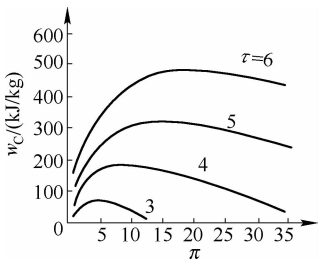


图 3-6 实际简单循环比功

$\eta_C=0.87$；$\eta_T=0.88$；$\eta_B=0.98$

$\eta_{Mgt}=0.97$；$\mu_{cl}=0.04$；$\phi=0.94$

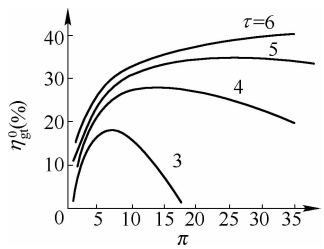


图 3-7 实际简单循环效率

$\eta_C=0.87$；$\eta_T=0.88$；$\eta_B=0.98$

$\eta_{Mgt}=0.99$；$\mu_{cl}=0.04$；$\phi=0.94$

此外，实际循环存在两种最佳压缩比，即 $\pi_{w,\max}$ 和 $\pi_{\eta,\max}$，在同样的 τ 下它们的数值不同，比较图 3-6 与图 3-7 所示曲线，可看出 $\pi_{\eta,\max}>\pi_{w,\max}$，且相差较多。

在计及上述诸因素后，对循环计算所得的比功是实际的有效输出。相应地，热效率亦是实际的有效效率。为区别于理想循环，我们改变比功和效率的下标，写为 w_e 和 η_{gt}^0，图 3-6 和图 3-7 可按此处理，以后亦同此。至于有效效率，就是一般所说的燃气轮机效率，或称机组效率，有时就简称效率。

还可以用一张图来同时表达比功、效率与压缩比、温度比的变化关系，如图 3-8 所示，该图是把图 3-6 与图 3-7 所示曲线合并而得到的。从图 3-8 所示同样能够看清 w_e 和 η_{gt}^0 随着 π 和 τ 的变化情况，以及得到的 $\pi_{w,\max}$ 和 $\pi_{\eta,\max}$ 的数值。

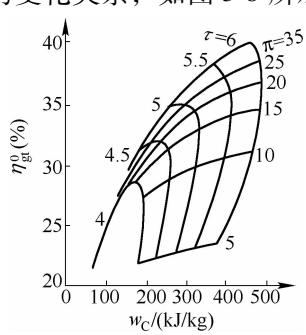


图 3-8 实际简单循环的效率和比功

下面分析各种因素对实际循环性能的影响。

1. 压气机和透平效率

根据透平机械的工作原理，可得到压气机的实际压缩功为

$$w_C=c_p(T_{2s}^*-T_1^*)/\eta=c_pT_1^*(\pi^m-1)/\eta_C \qquad (3\text{-}15)$$

式中，T_{2s}^*——等熵压缩的出口温度。

透平的实际膨胀功为

$$w_T=c_p(T_3^*-T_{4s}^*)\eta_T=c_pT_3^*(1-1/\pi_T^m)\eta_T \qquad (3\text{-}16)$$

式中，T_{4s}^*——等熵膨胀的出口温度；

π_T——透平膨胀比，$\pi_T=p_3^*/p_4$，在无压力损失时 $\pi_T=\pi$。

循环输出的比功仍然是（w_T-w_C），只是由于 w_T 小于理想循环的数值，w_C 大于理想循环的数值，使 w_e 比理想循环的 w_t 显著减小，同时导致 η_{gt}^0 大低于 $\eta_{gt,t}$。η_C 和 η_T 对循环比功的影响如图 3-9 所示，其中 $\eta_C=\eta_T=1.0$ 这条线即理想循环，因该图仅考虑了 η_C 和 η_T 的影响，其他因素的影响未考虑。从图

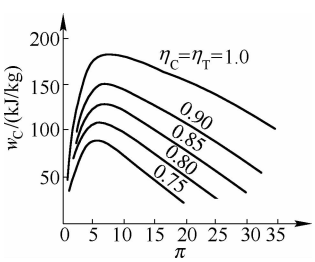


图 3-9 η_C 和 η_T 对简单循环比功的影响（温度比 $\tau=4$）

看出 η_C 和 η_T 对比功的影响主要是使其值减小，而对其随 π 的变化趋势无影响。另外，η_C 和 η_T 也会影响比功最佳压缩比 $\pi_{w,\max}$，使其变小。

η_C 和 η_T 对循环效率的影响如图3-10所示，它说明考虑 η_C 和 η_T 后不仅使效率下降，且改变了它随 π 的变化趋势，出现 $\pi_{\eta,\max}$。其次是使循环效率变为与温比有关，如图3-11所示。由此可见，导致实际循环效率为图3-7所示曲线变化状况的根本原因是受 η_C 和 η_T 的影响。

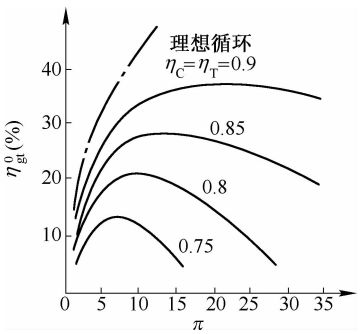


图3-10　η_C 和 η_T 对简单循环效率的影响（温度比 $\tau=4$）

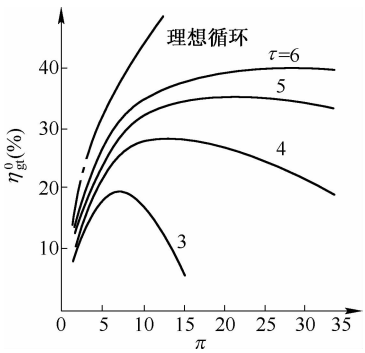


图3-11　η_C 和 η_T 小于1时温比对循环效率的影响（$\eta_C=\eta_T=0.85$）

再比较 η_C 和 η_T 值变化时对循环比功和效率影响的大小。鉴于 $w_T > w_C$，因而 η_C 和 η_T 在变化相对量相同时，η_T 对 w_c 的影响比 η_C 的影响大，可见提高透平效率对改善循环性能的影响，要比提高压气机效率的影响大。

附带说明，透平效率还可采用 η_T^* 来表示，此即滞止效率，它是透平实际功与按滞止膨胀比 π_T^*（即 p_3^*/p_4^*）得到的等熵焓降之比值。由于 $\pi_T^* < \pi_T$，故 $\eta_T^* > \eta_T$。通常，透平出口排气速度大的两者数值相差较多，如在航空燃气轮机中，出口排气速度小的两者数值相差少，如在一般的重型燃气轮机中，有时甚至可认为 π_T^* 与 π_T 基本相同。在计算时，应是 π_T 与 η_T 或 π_T^* 与 η_T^* 相配合应用，不应是 π_T 与 η_T^* 或 π_T^* 与 η_T 相配合应用。究竟是用 π_T 与 η_T 或 π_T^* 与 η_T^*，应视具体的情况而定。

其实，压缩比是压气机出口与进口滞止压力之比，按上述亦应写为 π^*。由于本书中压气机压缩比仅这一种定义，为书写方便，略去了右上角的“*”号。对于压气机效率，相应地应是 η_C^*，为书写简便，略去了右上角的“*”。

目前，压气机和透平效率的一般范围为

轴流式压气机　　$\eta_C = 0.88 \sim 0.91$

离心式压气机　　$\eta_C = 0.80 \sim 0.86$

轴流式透平　　$\eta_T = 0.89 \sim 0.92$

向心式透平　　$\eta_T = 0.82 \sim 0.88$

2. 燃烧室效率

燃烧室效率是工质在燃烧室中实际获得的热量与加入燃烧室中的燃料完全燃烧时所放出的热量之比值。由于存在着不完全燃烧和散热损失，因而燃烧室的效率 $\eta_B < 1.0$。通常，散热损失很小，可忽略，即 η_B 取决于不完全燃烧的程度。目前，η_B 的一般范围为0.96～

0.99，多数达0.98左右，可见已达到很高水平。

η_B 主要影响循环效率，它使工质在燃烧室中达到要求的温升时，实际所需的燃料量大于理论所需的量，故 η_B 下降时 η_{gt}^0 降低。

η_B 对循环比功的影响是通过对工质流量的差别来影响的，即 η_B 影响所需的燃料流量，而燃料流量的大小将影响工质流量的差别，进而影响比功，详见下文。但是，燃料流量一般仅为空气流量的1%～2%，因而燃料流量变化对比功的影响很小，即基本无影响。因此，从循环效率计算的公式可看出，η_B 变化的相对量，就是它对 η_{gt}^0 影响的相对变化量。

3. 压力损失

通常，用压力损失系数 ξ 和压力保持系数 ϕ 来描述压力损失。对于简单循环，存在的压力损失有进气压力损失 Δp_1^*、燃烧室压力损失 Δp_2^* 和排气压力损失 Δp_4^*。其压力损失系数分别为

$$\xi_C = \frac{\Delta p_1^*}{p_a} = \frac{p_a - p_1^*}{p_a} \tag{3-17}$$

$$\xi_B = \frac{\Delta p_2^*}{p_2^*} = \frac{p_2^* - p_3^*}{p_2^*} \tag{3-18}$$

$$\xi_T = \frac{\Delta p_4}{p_4} = \frac{p_4 - p_a}{p_4} \tag{3-19}$$

压力保持系数分别为

$$\phi_C = \frac{p_a - \Delta p_1^*}{p_a} = 1 - \xi_C \tag{3-20}$$

$$\phi_B = \frac{p_2^* - \Delta p_2^*}{p_2^*} = 1 - \xi_B \tag{3-21}$$

$$\phi_T = \frac{p_a - \Delta p_4}{p_4} = 1 - \xi_T \tag{3-22}$$

由上述可得

$$p_1^* = p_a - \Delta p_1^* = \phi_C p_a$$

$$p_3^* = p_2^* - \Delta p_2^* = \phi_B p_2$$

$$p_4 = p_a + \Delta p_4 = p_a / \phi_T$$

进一步可得

$$\pi_T = \frac{p_3^*}{p_4} = \frac{\phi_B p_2}{p_a/\phi_T} = \frac{\phi_B p_1^* \pi}{p_a/\phi_T} = \phi_C \phi_B \phi_T \pi \tag{3-23}$$

令

$$\phi = \phi_C \phi_B \phi_T \tag{3-24}$$

ϕ 为诸压力保持系数的乘积，是总的压力保持系数。于是有

$$\pi_T = \phi \pi \tag{3-25}$$

式（3-25）表明，由于压力损失使 $\pi_T < \pi$，透平出功减少，导致循环的比功和效率下降。图3-12和图3-13给出了压力损失对循环性能的影响。通常，简单循环燃气轮机的压力保持系数 ϕ 约为0.92～0.96，它导致的比功和效率下降还是较多的。

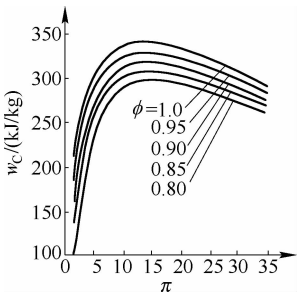


图 3-12　压力损失对比功的影响
$\eta_C = 0.87$　$\eta_T = 0.88$
$\eta_B = 0.98$　$\tau = 5$

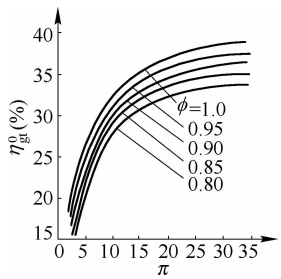


图 3-13　压力损失对效率的影响
$\eta_C = 0.87$　$\eta_T = 0.88$
$\eta_B = 0.98$　$\tau = 5$

4. 工质流量的差别

在燃气轮机中，压气机的进口空气流量 q 与透平的进口燃气流量 q_T 是不一样的。首先是要从压气机中引出一部分空气去冷却透平，当燃气初温高，透平采用冷却叶片时，这部分冷却空气量可达到压气机进口空气流量的 10% 以上；其次是要从压气机中抽气来密封轴承滑油以及存在其他的漏损等；再次是在燃烧室中要加入燃料。因此，透平进口流量为

$$q_T = q + q_f - q_{cl} \tag{3-26}$$

式中，q_f——燃料流量（kg/s）；

q_{cl}——冷却空气和漏气等流量之和（kg/s）。

这时燃烧室中的燃料空气比为

$$f = \frac{q_f}{q - q_{cl}} \tag{3-27}$$

将式（3-27）代入式（3-26）得

$$q_T = (1 + f)(1 - \mu_{cl})q \tag{3-28}$$

式中，$\mu_{cl} = q_{cl}/q$。

在燃气轮机中，f 值一般不超过 0.02，μ_{cl}值则随 T_3^* 的高低和冷却状况的不同在较大的幅度内变化，大约为 4% ~12%。因此，进入透平的燃气流量要比压气机的空气流量小，减少了透平中的工质流量，透平总的出力减少，导致循环的比功和效率下降。

由于 q 和 q_T 的数量不同，而从式（3-15）和式（3-16）算出的 w_C 和 w_T 是各自相应于单位质量空气和燃气的数值，使得 w_C 和 w_T 的值不能直接进行加减运算。通常是把 w_T 换算成相应于单位质量空气的数值。以 q_T/q 乘以 w_T 后就完成了这一转换。这时的循环比功为

$$w_e = \frac{q_T}{q} w_T - w_C = (1 + f)(1 - \mu_{cl}) w_T - w_C \tag{3-29}$$

式（3-29）清楚地表明了计及工质流量差别后循环比功的变化。通常 $q_T/q < 1$，故 w_e 和 η^0_{gt}下降。

这里要重点说明一下透平叶片冷却对 η^0_{gt}的影响。一般来讲，透平叶片冷却效果越好，则 T_3^* 可越高，η^0_{gt}越高。但若冷却效果的改善仅是靠加大冷却空气量来实现时，还要考虑到冷却空气量增大对 η^0_{gt}下降的影响。到一定程度后，就可能出现 T_3^* 虽然在提高，而 η^0_{gt}却反而下降的情况，图 3-14 所示就是一例。图中每条虚线的 π 和 t_3^* 与实线的数值相对应。它表

明，在一定的冷却方式下，t_3^* 由 1140℃提高到 1205℃时，$\pi=30$ 时的 η_{gt}^0 升高已很少，$\pi=16$ 时的 η_{gt}^0 则下降了。

因此，必须不断改进透平叶片冷却技术，使在提高冷却效果的同时，冷却空气量增加较少或很少，才能使 η_{gt}^0 得到显著改善。

还需要说明，从透平中各处流入的冷却空气，在其流入下一级时还是要做功的。而按式（3-29）来计算时，q_{cl} 部分是完全不做功的，使得 q_{cl} 大时的计算误差较大。为计及冷却空气在透平中做功的影响，可按做功相同的原则在透平中引入等效流量的概念。

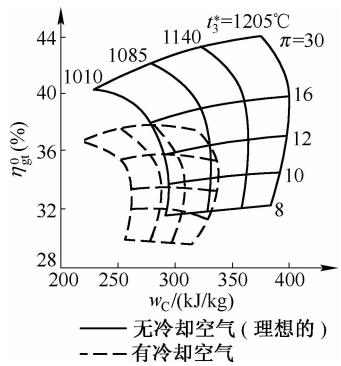


图 3-14　透平冷却空气消耗对消耗性能的影响

5. 机械损失

在燃气轮机中，存在轴承摩擦和传动辅机等机械损失，可用机械效率 η_{Mgt} 来计及这部分损失。它可以放在 w_T、w_C 或 w_e 中来考虑，视计算者的习惯而定。本书在 w_e 中考虑，这时式（3-29）可改写为

$$w_e=[(1+f)(1-\mu_{cl})w_T-w_C]\eta_{Mgt} \qquad (3\text{-}30)$$

η_{Mgt} 值一般可取为 0.99。在辅机传动有特殊需要时，η_{Mgt} 值将降低，可视具体情况来取定。由于机械损失使 w_e 和 η_{gt}^0 降低，因而在设计燃气轮机时应尽可能减少这部分损失。

6. 工质热力性质的差别

空气与燃气的组成成分是不一样的，它们的热力性质不同，即在同样温度下的焓值不同。为使循环计算得到的 w_e 和 η_{gt}^0 值更加准确，除需考虑焓值随温度的变化外，还应考虑工质不同的影响。目前，国内广泛应用由吴仲华院士编写的《燃气的热力性质表》（科学出版社）来计算气体的热力性质。为了适应计算机的运算，现已将其拟合成多项式。由严家騄等编写的《烃类燃料的燃气热力性质表》（科学出版社）中的“燃气热力性质表”考虑了压力和不同的碳氢比对燃气性质的影响，适用于任意碳氢比的烃类燃料，可以看作是对吴仲华院士的《燃气的热力性质表》的补充和发展。

在计及上述诸因素后，就可以得到实际循环的比功 w_e，进而可得到实际循环的有效效率。这时效率仍为对外做功与加入热量之比，即

$$\eta_{gt}^0=\frac{qw_e}{q_f(1-\mu_{cl})Q_{net,v,ar}}=\frac{w_e}{f(1-\mu_{cl})Q_{net,v,ar}} \qquad (3\text{-}31)$$

式中，$Q_{net,v,ar}$——燃料的低位发热量（kJ/kg）。

（三）回热循环

燃气轮机的排气温度很高，简单循环的机组排气温度一般为 470～600℃，这一高温气体的热量如能回收，就能提高热效率。可采用高温排气来加热从压气机出口的空气，提高它进入燃烧室的温度，可使燃烧室中加入的燃料量减少，从而可提高热效率。在燃气轮机中加装回热器 R 后，可实现上述工作过程，这就是回热循环。图 3-15 所示为回热循环燃气轮机示意图。

理想的回热循环图与理想简单循环图相同，如图 3-16a 所示，不同的是图中多了 $2a$ 和 $4a$ 两个特征点。由于是理想循环，可使压缩空气被加热至透平排气相同的温度，即 $T_{2a}^*=T_4^*$，同时 $T_{4a}^*=T_2^*$，这就意味着回热器中（$T_4^*-T_2^*$）温差范围内的热量全部被回收。其次

是加装回热器后不引起压力损失。

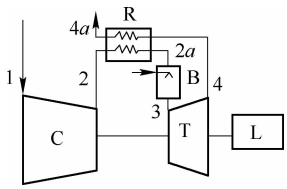


图 3-15　回热循环燃气轮机示意图

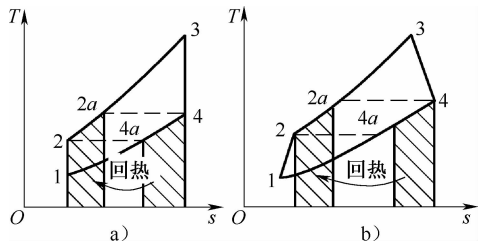


图 3-16　回热循环

a）理想回热循环　b）实际回热循环

理想回热循环的热效率仍用式（3-13）计算。由于无回热器的附加压力损失，故理想回热循环的比功与简单循环的相同。加热的热量 q_1 由于温升从（$T_3^* - T_2^*$）变为（$T_3^* - T_{2a}^*$）而减少，使理想回热循环的热效率高于理想简单循环的热效率。理想回热循环的热效率经运算得

$$\eta_{gt,t} = 1 - \pi^m/\tau \tag{3-32}$$

依据式（3-32）得到图 3-17 所示曲线，说明理想回热循环的热效率不仅与 π 有关，而且与 τ 有关。τ 值高时 $\eta_{gt,t}$ 也高。从该式还可以看出，π 降低时 $\eta_{gt,t}$ 升高（在 τ 不变时）；当 π 减少至 1 时，$\eta_{gt,t} = 1 - 1/\tau$，即此时的热效率等于卡诺循环的热效率。但是，这时工质没有压缩也没有膨胀，不存在循环，毫无意义。

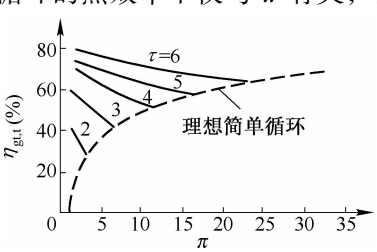


图 3-17　理想回热循环效率

此外，τ 不变而 π 升高时 $\eta_{gt,t}$ 降低，到一定程度后，$\eta_{gt,t}$ 值与理想简单循环的相同，如图 3-17 所示。它的物理意义是，随着 π 升高，T_2^* 与 T_4^* 的差别变小，当 $T_2^* = T_4^*$ 时回热器不起作用，情况与简单循环的相同。这时若再提高 π，则 $T_2^* > T_4^*$，回热器中热量倒流，使回热循环的 $\eta_{gt,t}$ 反而低于简单循环的，这是人们所不希望的。所以在图 3-17 所示虚线的右边没有画曲线。通常，把 $T_2^* = T_4^*$ 时的压缩比称为临界压缩比。回热循环只有在低于临界压缩比下工作才有意义。

令式（3-32）与式（3-14）右边项相等，就得到理想回热循环的临界压缩比为 $\tau^{\frac{1}{2m}}$。

实际的回热器尺寸有限，存在着传热温差，因而必然是 $T_{2a}^* < T_4^*$，如图 3-16b 所示，即不可能 100% 的回热。人们用一个系数来说明回热的有效程度，即回热度 σ。σ = 实际回热量/理想回热量，通常将其近似表达为

$$\sigma = \frac{T_{2a}^* - T_2^*}{T_4^* - T_2^*} \tag{3-33}$$

在燃气轮机中，一般采用板式回热器，σ 约为 0.80 ~ 0.90。仅在某些微型燃气轮机中用再生式（回转式）回热器，σ 约为 0.90 ~ 0.92。

回热器中两侧分别为流动的空气和燃气，与在管道中一样，也存在着压力损失，故加大了从压气机到透平之间的压力损失 Δp_2^* 和排气压力损失 Δp_4。

实际回热循环如图 3-16b 所示。它与实际简单循环的基本相同。由于回热器加大了压力

损失，使总的压力保持系数下降约4% ~8%，比功下降。而比功随 π 和 τ 的变化情况仍与图3-6所示的相似。

实际回热循环的效率如图3-18所示，它与理想回热循环相同之处是效率随着 τ 的增加而提高，不同的是出现了 $\pi_{\eta,\max}$。从图可看出，回热循环的 $\pi_{\eta,\max}$ 比简单循环的大为下降，使它趋近于 $\pi_{w,\max}$。其次是仍有临界压缩比，它的数值低于相同 τ 下简单循环的 $\pi_{\eta,\max}$。可见回热循环燃气轮机宜取较低的压缩比，这样不仅效率高，且能避免研制高压缩比压气机的困难。

回热度对效率的影响如图3-19所示，η_{gt}^{0} 随 σ 增大而提高，$\pi_{\eta,\max}$ 值则有所下降，不同 σ 时的 η_{gt}^{0} 变化曲线随着 σ 的增大而最终相汇合在一起，该汇合处的压缩比即临界压缩比。

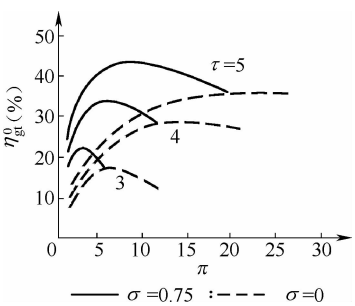
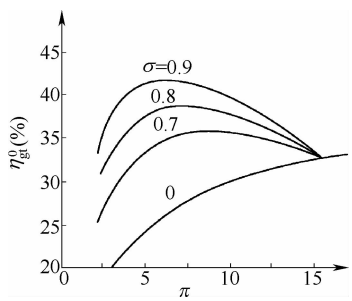


图3-18　实际回热循环效率



T_3^* = 1040℃

图3-19　回热度对效率的影响

对于再生式回热器，由于气流流程较短，其压力损失比板式的小些。但是再生式回热器中存在着压力高的空气向压力低的燃气侧的漏气，该漏气量大约为回热器进口空气流量的4% ~6%，它增大了燃气与空气流量的差别，比功和效率随之下降。

采用回热循环虽可较多地提高燃气轮机效率，但目前实际应用并不很多，原因包括：首先是回热器的体积和尺寸较大，运行中回热器常需清洗使维护费用增加；其次是二十多年来简单循环燃气轮机发展迅速，机组效率已经达到43%的高水平；第三是燃气-蒸汽联合循环和燃气轮机联供系统的迅速发展，使能源的利用率达到更高的水平。

在某些应用场所，燃气轮机则必须采用回热方式，以有效地改善效率来与其他热机相竞争。典型的示例是用于车辆时的情况，采用回热循环燃气轮机后才能达到较低的平均燃料消耗率，从而增强与柴油机的竞争能力。

近年来，随着分布式能源概念的兴起，小型燃气轮机回热循环有快速发展的趋势，这是因为小型燃气轮机自身的效率有了较大的提高，采用紧凑式高效换热器使得机组的体积增加不多，回热效果很好。这样采用回热循环的小型燃气轮机发电机组的效率可与柴油机相比，并且保持了燃气轮机重量轻、体积小、启动快、运转平稳可靠的优点。

（四）复杂循环

与其他热机相比较，燃气轮机的比功较小，导致在同样的功率下其工质流量大，限制了功率的提高。是否能采取有效措施来提高比功呢？回答是肯定的。在压缩过程中间冷却工质（简称间冷）和在膨胀过程中间再回热工质（简称再热），就能有效地提高循环比功。此外，采用间冷和再热还可能提高燃气轮机的效率。

1. 间冷循环

在压缩过程中间，把工质引至冷却器冷却后，再回到压气机继续压缩以完成压缩过程，

此即间冷循环。这种燃气轮机的示意图如图 3-20 所示，其中的 IC 就是中间冷却器（简称间冷器），由于它的应用使压气机分为低压（LC）和高压（HC）两个部分。在理想的情况下，从间冷器出口的工质温度冷却到与进入燃气轮机时的 T_1^* 温度相同。理想的间冷循环如图 3-21a 所示，$T_{11}{}^* = T_1^*$，无压力损失，图中阴影部分的面积就是采用间冷后增大的比功。这时循环的比功为

$$w_t = w_T - (w_{LC} + w_{HC}) = c_p(T_3^* - T_4^*) - c_p[(T_{21}{}^* - T_1^*) + (T_2^* - T_{11}{}^*)] \tag{3-34}$$

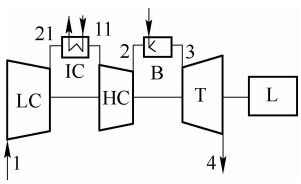


图 3-20　间冷循环燃气轮机示意图

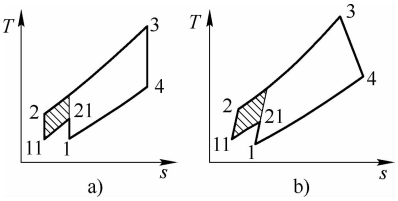


图 3-21　间冷循环

a）理想间冷循环　b）实际间冷循环

显然，工质被引出冷却时压力高低不同，图中阴影线部分的面积大小将不同，使比功的增大值不同，这当中必然存在着使比功增加最多的最佳引出压力，此即 LC 与 HC 之间的最佳压缩比分配，在把式（3-34）演化为 $w_t = f(\pi, \pi_{LC})$ 的关系式后，将 w_t 对 π_{LC} 微分，再令 $\mathrm{d}w_t/\mathrm{d}\pi_{LC} = 0$，就得到

$$\pi_{LC} = \pi_{HC} = \sqrt{\pi} \tag{3-35}$$

式（3-35）为理想间冷循环的最佳压缩比分配，这时循环比功最大。式中的 π 为总压缩比，$\pi = \pi_{LC}\pi_{HC}$。

上述是把压缩过程分为两段，采用一次间冷时的情况。当把压缩过程分为多段，并采用多次间冷时，可更多地增加比功，这时同样存在着最佳压比分配问题。可以证明，当采用 n 段压缩，$(n-1)$ 次冷却时，每段压缩的压缩比 $\pi_i = \sqrt[n]{\pi}$ 时的 w_e 最大，其中 π 为总压缩比。

理论上，间冷过程无穷多时，压缩过程就变为等温压缩，压缩耗功降至最低，循环比功增加最多。当然，实际上这是做不到的。

理想间冷循环的加热量和热效率的计算公式仍与理想简单循环相同。不同的是由于采用间冷，使 T_2^* 温度降低，需加入更多的热量。

实际的间冷循环，由于间冷器中有传热温差，因而一般是 $T_{11}^* > T_1^*$，采用水来冷却的间冷器，两者相差约 15～25℃。其次是工质在间冷器中有压力损失，使得各段中的压缩比要比理想的高些，才能在压缩终了达到所需的 p_2^* 压力，导致各段压缩的压缩比的乘积大于总的压缩比。对于图 3-20 所示的燃气轮机，即 $\pi_{LC}\pi_{HC} > \pi$（$\pi = p_2^*/p_1^*$）。显然，这两个因素减少了采用间冷后的比功增大量。实际间冷循环如图 3-21b 所示，其中有阴影线的是比功增大的部分。

实际间冷循环的性能如图 3-22 所示。与简单循环相比较，比功增加较多，且 $\pi_{w,\max}$ 也高了些，效率随 π 的变化曲线要比简单循环的平坦些，$\pi_{\eta,\max}$ 会高很多，在高的压缩比

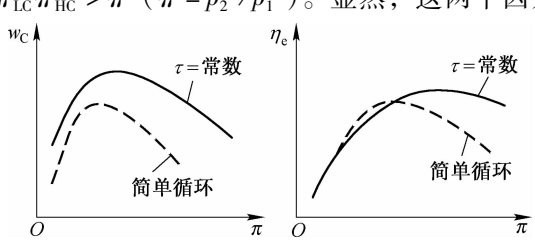


图 3-22　间冷循环性能

范围效率高于简单循环的。可见间冷循环宜选取较高的压缩比，这样不仅比功可增加较多，又能获得较高的效率。

实际使用中，间冷循环燃气轮机一般只用一次间冷，仅个别的用两次间冷。在各段压缩的压缩比分配方面，除按各段压缩的压缩比相等来分配以获得最大的比功增加外，也可采用不相等的分配方法，例如，适当降低低压段压缩比，并适当提高高压段压缩比。这样的比功增加量虽稍小，但却提高了 T_2^*，减少了燃烧室中的加热量，对提高效率有利。对于用一次间冷的循环，可以是 $\pi_{HC}:\pi_{LC}=6:4$ 左右，甚至是 7:3 左右。对于压气机是分别传动的燃气轮机，这样的选择还可适当地改善燃气轮机在变工况下的运行性能。

2. 再热循环

在膨胀过程中间，把工质引出至再热燃烧室中加热后，再回到透平中继续膨胀以完成膨胀过程，此即再热循环。这种燃气轮机的示意图如图 3-23 所示。图中，B_2 是再热燃烧室，由此使透平分为高压（HT）和低压（LT）两个部分。为使再热后比功增加得多些，再热后工质的温度 T_5^* 应高，当 $T_5^*=T_3^*$ 时最好。理想的再热循环如图 3-24a 所示，$T_5^*=T_3^*$，完全燃烧，且无压力损失，图中有阴影面积就是采用再热后增大的比功，这时的循环比功为

$$w_t=(w_{HT}+w_{LT})-w_C=c_p[(T_3^*-T_4^*)+(T_5^*-T_6^*)]-c_p(T_2^*-T_1^*) \tag{3-36}$$

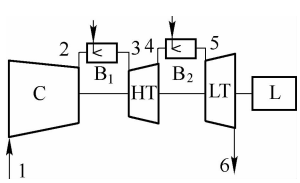


图 3-23　再热循环燃气轮机示意图

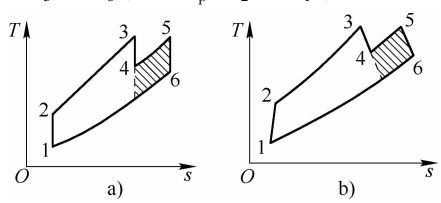


图 3-24　再热循环

a）理想再热循环　b）实际再热循环

与间冷循环相同，当工质被引出再热时压力高低不同时，图中阴影线部分的面积大小将不同，即比功的增大值不同。因此，它同样有两透平之间膨胀比的最佳分配问题。用与间冷循环中相似的方法，可得到最佳膨胀比分配为

$$\pi_{HT}=\pi_{LT}=\sqrt{\pi} \tag{3-37}$$

式中，π——总压缩比，$\pi=\pi_{LT}\pi_{HT}$。

与间冷循环相同，也可把膨胀过程分为多段，并采用多次再热，以更大地增大比功。同样可得到最佳膨胀比分配为 $\pi_{iT}=\sqrt[n]{\pi}$，其中 n 为膨胀段数，则再热为（$n-1$）次。

理论上，再热次数无穷多时，膨胀过程就变为等温膨胀，膨胀功达到最大，循环比功增加最多。当然，与无穷多次间冷一样，无穷多次再热也是做不到的。

再热循环的加热量 q_1，由于有再热燃烧室而使计算公式有所不同。对于理想循环，有

$$q_1=c_p[(T_3^*-T_2^*)+(T_5^*-T_4^*)] \tag{3-38}$$

该式表明再热后循环的加热量增加了。理想循环热效率仍用式（3-13）计算。

实际的再热循环，再热燃烧室中有压力损失和存在不完全燃烧的情况，这会影响循环比功的增加和效率的变化。实际再热循环如图 3-24b 所示，阴影线部分是比功增大的部分。

实际再热循环的性能如图 3-25 所示。循环比功比简单循环大很多，$\pi_{w,max}$ 也高一些。与图 3-22 所示的相比较，再热循环的比功增加得更多些。其原因是气体的热力性质，在相同

压缩比下温度高时的焓降大，使再热后循环图增加的阴影线部分的面积比间冷的大，比功增加更多。至于效率，在高压缩比范围，实际再热循环的效率高于简单循环的效率，$\pi_{\eta,\max}$也高很多。因此，再热循环也选取较高的压缩比，使比功增加多且效率较高。

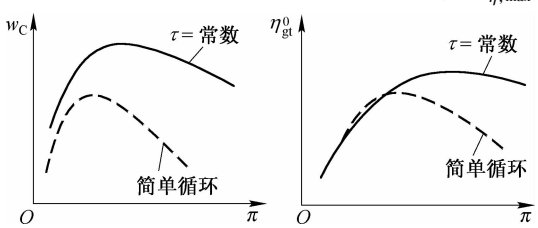


图 3-25　再热循环性能

实用的再热循环燃气轮机只用一次再热。再热后工质的温度为 T_5^*，一般取 $T_5^* = T_3^*$。但在 T_3^* 很高时，为了减少再热燃烧室冷却结构设计的困难（因其进口工质的温度已很高），可取 $T_5^* < T_3^*$。例如，一台试验性的大功率燃气轮机，采用再热，$t_3^* = 1300℃$，$t_5^* = 1124℃$。

将再热循环与间冷循环相比较，虽然再热的比功可增加得更多，效率也可能稍高一些，但再热燃烧室因火焰冷却问题的设计难度较大，其次是多了再热燃烧室燃料的调节问题。使控制系统趋于复杂。因而在只采用间冷就能满足增大比功的要求时就不用再热了。当要求更多地增加比功时，才将再热与间冷一起使用。

3. 间冷再热循环

间冷再热循环如图 3-26 所示。其图形面积上比上面两种循环进一步增大，即比功增加更多。与简单循环相比较，性能变化趋势仍与图 3-22 和图 3-25 所示的相同，具体数值当然不同，比功不仅增加更多，$\pi_{w,\max}$提高也多些；在高压缩比范围，效率提高可能也要多些，且 $\pi_{\eta,\max}$高得更多。

实用的间冷再热燃气轮机都不是单轴的，而是双轴的，甚至是三轴的。图 3-27 所示的是曾经应用较多的一种双轴燃气轮机，它由低压轴输出功率，带动发电机用于发电。这种燃气轮机在循环计算时，先确定两个串联压气机的压缩比 π_{LC} 与 π_{HC}，一般取 $\pi_{LC} \leqslant \pi_{HC}$，在选定 T_3^* 和 T_5^* 后，就能从高压轴的功率平衡得到高压透平的膨胀比 π_{HT}，接着就可算得 π_{LT}。

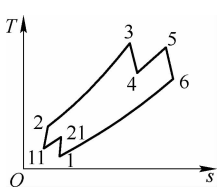


图 3-26　间冷再热循环

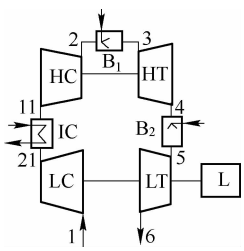


图 3-27　间冷再热循环的双轴燃气轮机

4. 回热的复杂循环

前面已叙述过，回热能提高简单循环的效率。对于复杂循环，回热同样能提高效率，而且效率更显著。

先讨论间冷循环采用回热时的情况。从图 3-21 所示可看出，间冷后 T_2^* 降低，采用回热时回热器中的传热温差（$T_4^* - T_2^*$）将比简单循环的大，若回热度相同，传热温差大的回收热量多，因而效率的提高将比简单循环采用回热后的提高要多，具体如图 3-28 所示。从该图看出，间冷回热循环的 $\pi_{\eta,\max}$虽比只有回热的高，但仍比简单循环的低不少，这是人们所期望的。早在 20 世纪 50 年代，人们就开始发展舰用间冷回热循环燃气轮机。例如 WR-21

舰用燃气轮机即采用间冷回热循环，其 $\eta_{gt}^{0}=43\%$。

再热循环采用回热后的情况与间冷的类似。从图 3-24 所示看出，再热后透平最终的排气温度变高，加大了回热器中的传热温差，效率的提高也比简单循环采用回热后的提高要多。它与简单循环等的比较也与图 3-28 所示的类似，只是具体数值有所不同。

间冷再热循环，压气机最终出口的温度低，透平最终排气的温度高，采用回热后显然能更多地提高效率。在相同的 π 和 τ 下，效率将高于间冷回热循环和再热回热循环的效率。因此，间冷再热回热循环不仅比功大，且效率高。

在理想情况下，在压缩和膨胀的段数很多时趋于等温压缩和等温膨胀，如图 3-29 所示。在段数趋于无穷多时，就变为等温压缩和等温膨胀，若这时回热度为 1.0，由循环效率为 $1-1/\tau$，此即卡诺循环的效率。当然这是做不到的。

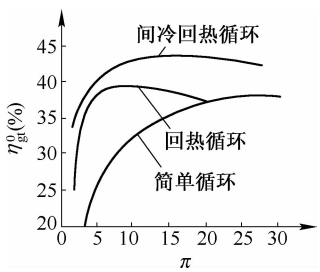


图 3-28　几种循环的热效率比较

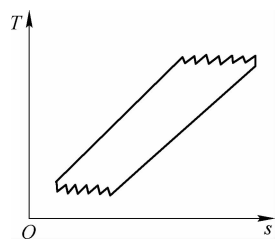


图 3-29　多次间冷再热循环

由于间冷再热回热循环能达到高的比功和高的效率，因而早在 20 世纪 40 年代人们就着手发展这种循环的燃气轮机。20 世纪 40 年代后期，两台采用这种复杂循环的燃气轮机在瑞士制成并投入运行，功率分别为 13MW 和 27MW，效率都达到 30% 以上，在当时很引人注目。但由于其系统复杂，运行中回热器出现重大故障，故没有继续发展。

5. 闭式循环

当工质与外界隔绝而被循环使用时，就形成了闭式循环。这时就不能用燃烧室来直接加热压缩后的工质，而要用气体锅炉或加热器来间接加热工质，同时还需用冷却器来冷却透平中膨胀做功后的工质。闭式循环燃气轮机的示意图如图 3-30 所示。显然，它的循环图应与简单开式循环的一样，即与图 3-5 所示的相同，因而两者循环的性能也就相同，在此不再分析。

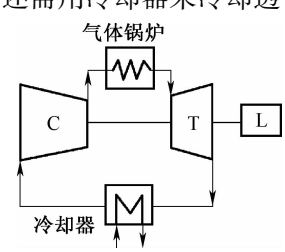


图 3-30　闭式循环燃气轮机示意图

为了提高循环的效率，闭式循环往往采用回热，这时虽然增加了一个体积较大的回热器，但由于气体锅炉中的加热量减少，减小了该锅炉的尺寸，因而使加热后机组的尺寸增加得不太多。对于这种循环，同样可运用前面叙述过的回热开式循环的分析结果。

与开式循环相比较，闭式循环有下面几方面的优点：

1）工质循环工作，与周围空气无关，因而循环的最低工作压力可以高于或低于大气压力。为了减少透平机械通流部分的尺寸，选定的最低压力往往高于大气压力（如取 0.4 ~ 0.6MPa），可见工质工作的压力水平要比开式循环的高很多，使其压气机和透平的尺寸比开式循环的小很多；把循环的工作压力水平选得高，还可减小体积庞大的气体锅炉的尺寸，以

减少整台机组的尺寸。

2）可以方便地燃用煤，以有效地减少燃料费用。此外，还可能利用核能。

3）工质除用空气外,还可用其他的气体,以适应特种工作的需要,如利用核能时即如此。

4）机组在变工况下工作时，可采用改变工质的质量流量的方法，使机组效率随功率下降变化得比较平稳，即部分负荷下机组效率在很大的功率变化范围内基本不变。

闭式循环的缺点主要是气体锅炉的尺寸大、造价昂贵，至今应用很少，发展处于停滞状态；其次是由于间接加热工质，t_3^* 受到传热壁面金属温度的限制，目前最高只能到 800 ~ 820℃，使机组效率的提高受到了限制。

利用核能的闭式循环燃气轮机，可以应用气冷反应堆，并选用合适的气体，既作为反应堆的冷却剂，又作为燃气轮机的工质，图 3-31 所示为这种燃气轮机的示意图。与目前用蒸汽轮机的核能动力站需要二次回路的系统相比较，该系统简单，传热损失少。鉴于气冷反应堆能达到 700℃以上的高温，使循环能达到较高的效率。

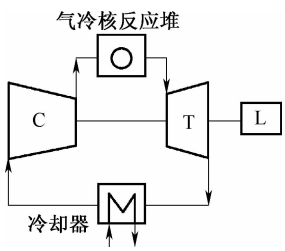


图 3-31　应用核能的燃气轮机示意图

适用于核能燃气轮机的工质有氦气、氮气和二氧化碳，其中一般认为氦气较好。

从 20 世纪 50 年代起，人们就开始了上述核能燃气轮机的设计研究工作，经过多年的努力，现已发展了一种适合于燃气轮机应用的、采用球形元件的高温气冷反应堆，建立起了以氦气作为工质的闭式循环燃气轮机试验机组，从中积累经验，以促进这种燃气轮机的研究、发展和使用。

第三节　M701F3 型燃气轮机设备结构

一、燃气轮机结构概述

燃气轮机主要由三大部分组成：压气机，燃烧室，透平。各部分的作用：压气机——对进气增压；燃烧室——通过对压气机的压缩空气燃烧加热，增加工质的做功能力，增加比容；透平——通过膨胀做功，将燃气的热能转变为对燃气轮机大轴转动的机械能。旋转的压气机就像一把风扇，将进气加压驱动进入燃烧系统。流体工质在燃烧室中被燃烧，加热。透平则可看成是一个风车，被加热的流体（燃气）驱动旋转来带动压气机，并通过旋转轴将多余的功输出（带动发电机）。

燃气轮机是高温高速的旋转机械，运行时承受着高的离心力、振动应力、因高温引起的热应力、热冲击和热腐蚀等，具有很多不同于一般高速旋转机械的特点，因此对结构布置提出了更高的要求。现在生产的大型燃气轮机均为压气机、燃烧室和透平连接成一体的整体式结构，尺寸紧凑、体积小，便于整体装箱运输。

目前，能设计和生产重型燃气轮机的四个主要厂商是美国通用电气（GE）公司、德国西门子（Siemens）公司、日本三菱重工公司和法国阿尔斯通（Alstom）公司，制造的大型燃气轮机整体结构也基本相同，但都有各自的特点。

美国 GE 公司的工业型燃气轮机的结构是通过航空发动机重型化途径演变发展起来的轻

重相结合的整体快装型的燃气轮机。许多方面既保留了航空发动机的特点，又适合工业民用。例如，出厂前整机安装在一个刚性底盘上，气缸为有水平中分面的铸钢结构，在压气机进出口、透平进出口及扩压器进口等处有垂直横分面以便于维护检修等。美国 GE 公司的燃气轮机转子，采用的是由若干轴向长螺栓连接起来的盘鼓组合结构。小容量机组转子均为前后两点支承；20 世纪 80 年代设计的大容量机组（如 7E、9E 型机）因转子较长，均为三点支承；20 世纪 90 年代生产的大容量机组（如 7F、9F、9G、9H 等），取消了中间的径向轴承，设计成两点支承的。重型机组的燃烧室全部为分管逆流式，每个燃烧室是相同且独立的，由火焰管、过渡段及燃料喷嘴组成。其最大优点是可用单个燃烧室在试验室内进行全压力、温度和流量的性能调整和试验。

德国西门子公司发电用燃气轮机为重型整体式结构。转子为典型整体式盘鼓结构，由一根拉杆将压气机、透平的各级轮盘及压气机与透平前后两空心端轴、中间转扭筒体串起来，在拉杆两端用大螺母锁紧。为防止各级轮盘相互滑动，各轮盘外缘的两端面上加工有端面齿，有良好的传递转矩和对中性能，较轻的转子重量使其热惯性较小，启动较快。传统的德国西门子公司的燃烧室是独具特色的，两个巨大的逆流双筒燃烧室在压气机与透平之间本体外分置主轴两侧，或立或卧，燃烧室体积比较大，便于组织各种燃料（包括低热值气体）的燃烧。大型的 3A 系列机型沿袭了德国西门子公司的传统技术：盘鼓式转子，双径向轴承支承，压气机冷端输出功率，预混式的干式、低 NO_x 燃烧器，透平轴向排气等。与以往西门子公司的传统结构最大不同是采用了环型燃烧室，使机组结构更加紧凑。例如，V94.3A 型燃气轮机的环形燃烧室有 24 个预混式燃烧器，保证了燃烧室出口温度场更加均匀、阻力损失更小、运行灵活、污染排放小，在燃烧天然气时排气中 NO_x 含量 <25ppm[㊀]。

日本三菱公司的燃气轮机主要是在美国西屋公司的技术基础上发展而来的。美国西屋公司的工业型燃气轮机结构也是通过航空发动机重型化途径发展而成的轻重结合的整体式结构，但构件比美国 GE 公司的机组稍粗重些。其结构的共同特点：单轴转子，用一个转矩筒体把压气机段与透平段联成一体，由两个径向轴承支承；气缸都有水平中分面和若干垂直横分面，气缸可以分段拆卸，便于检修维护；许多内部零件，如导叶和动叶、叶片环、轴承及燃烧室等都能在不起吊转子的状态下进行检查和修理；燃烧系统是环管式燃烧室，在燃烧室的环形外壳内，围绕转子中心线，沿圆周布置 8 ~ 20 只火焰筒，不同容量机组的燃烧室完全相同，只是火焰筒的数目增减。

法国阿尔斯通公司燃气轮机的结构是在蒸汽轮机结构基础上进行轻型化发展起来的，属于典型的重型结构。其外形较笨重、尺寸较大，但运行维护方便、坚固耐用。燃气轮机的压气机与透平共置于一个带有水平中分面与若干垂直横分面的铸造气缸中。转子为特有的焊接式转子，它由若干个锻造段焊接而成为一个整体。焊接转子结构可靠、强度好。转子由前后两个径向轴承支承在气缸上，在压气机端设有可倾斜推力轴承，与径向轴承合为一体，转子冷端与负荷设备相连。法国阿尔斯通公司的燃气透平进、排气温度相对于同容量的其他燃气轮机较低些，但机组效率却不低。单筒燃烧室采用的是瑞士 ABB 公司的传统结构，但在新设计的 GT13E2、GT24、GT26 等型燃气轮机，改变了传统的单管结构配置了多个 EV 型燃烧器的环形燃烧室（如 GT13E2 机有 72 个 EV 型燃烧器）。它一方面可以降低 NO_x 排放，另一方面，可以通过增减燃烧器数目来调整负荷，保证 EV 燃烧器良好的工作特性。GT26 型燃

㊀ ppm：百万分之一，$1ppm = 1 \times 10^{-6}$，后同。

气轮机是法国阿尔斯通公司串联再热燃烧先进技术的代表。该机组是该公司与英国 R-R 公司合作研制的，结构上趋于轻型化。该机组也是双轴承支承的整体式单轴结构，采用盘鼓式焊接转子，压气机的冷端输出功率。

以下部分我们将以 M701F3 型燃气轮机为例，就燃气轮机的各主要部件结构进行介绍和分析。

二、M701F3 型燃气轮机

（一）M701F3 型燃气轮机设备规范

制造厂商：日本三菱重工/东方电气集团（MHI/DF）；

燃气轮机型号：M701F3 型；

燃气轮机型式：单轴、重型（工业型）、冷端驱动；

燃用燃料：单燃料——液化天然气；

燃气轮机功率：270 MW；

燃气轮机效率：38.2%；

额定转速：3000r/min；

旋转方向：顺时针（从发电机方向看）；

排气流量：2323.4t/h；

排气压力：3.3kPa；

排气温度：595℃；

联合循环功率：390 MW；

联合循环效率：57%；

联合循环热耗率：6360 kJ/（kW·h）；

压气机：型式为轴流式，叶片 17 级，压缩比 17，三级（6、11、14）防喘抽气，IGV 为连续可调；

燃烧室：布置方式为环管形，燃烧器为干式、低 NO_x 型，燃烧器数量为 20 个，点火器布置于#8、#9 燃烧器上各 1 个，火焰监测器布置于#18、#19 燃烧器上各 2 个，每个燃烧器的燃料喷嘴有 8 个主燃料喷嘴和 1 个值班燃料喷嘴；

透平：级数 4 级，型式为轴流式，第一级喷嘴入口温度 1400 ℃，冷却方式为空冷；

转子：组合式轮盘结构。

（二）M701F3 型燃气轮机总体结构

M701F3 型燃气轮机采用双轴承、单轴结构，冷端出力和轴向排气；整体结构按照功能主要分为进气、压气机、燃烧室、透平和排气五部分，其中燃气轮机缸体分为进气缸、压气机缸、燃兼压（燃烧室兼压气机）缸、透平缸和排气缸。整体结构由五缸体及安装在缸体上的部件和转子以及排气通道构成，如图 3-32 所示。M701F3 型燃气轮机剖视图如图 3-33 所示。

M701F3 型燃气轮机进气部分采用带有进气、可调导叶（IGV）的 17 级高效率轴流式压气机；燃烧室由环绕机轴呈环状布置的 20 只燃烧器组成；透平段包括 4 级反动式叶片；转子是组合式轮盘结构，通过拉杆螺栓把压气机和燃气轮机转子连接在一起。燃气轮机叶片装有先进的冷却系统，叶片涂有涂层，以改进耐腐蚀和抗机械磨损的能力。从入口顺着气流方向观察，透平叶片沿顺时针方向旋转。

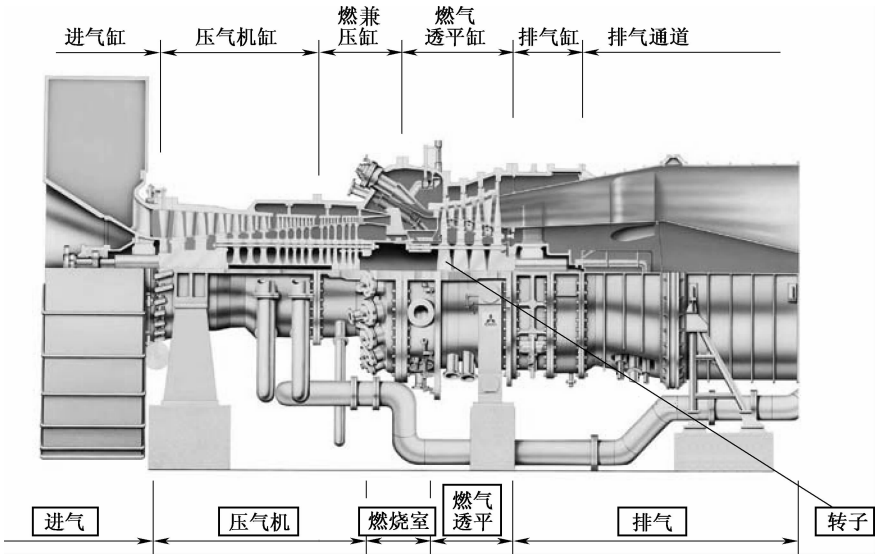


图 3-32　燃气轮机整体结构

空气通过进气过滤系统、进气道、进气室和进气缸吸入压气机。吸入的空气被加压至17 个大气压并被强制送入燃烧器，在燃烧器内与燃气混合燃烧，提高空气与燃烧产物的混合气体的温度，其中燃烧器是低 NO_x 型燃烧器。

高压和高温的烟气被送到透平，在透平段转换成机械动能。一部分动能用于驱动压气机，另一部分用于驱动发电机。

从透平出来的烟气通过排气扩压段和轴向排气通道、进入余热锅炉（HRSG），最后由烟囱排入大气。

为了确保燃气轮机的良好启动性能，在压气机的第 6 级和第 11 级安装有抽气阀，在启动期间抽气阀打开，而当燃气轮机达到同步转速时关闭。在压气机的第 14 级安装有抽气阀，只在停机期间打开。

燃气轮机借助两个支承的组合保持对中。压气机侧是刚性支承，而透平侧则是挠性支承，该挠性支承允许轴向热膨胀。

（三）M701F3 型燃气轮机结构特点

M701F3 型燃气轮机有许多优秀的设计特性，这些特性均继承于 MHI 燃气轮机系列，并被长时间的成功运行经验所证明。这些特性包括：

1）冷端驱动发电机，采用该方式不再需要挠性联轴器；

2）气缸水平中分，便于现场维护转子；

3）双支承轴承转子，通过拉杆螺栓把压气机和燃气轮机转子连接在一起；

4）进气可调导叶（IGV）控制排气温度，以利于余热回收，并改进启动性能；

5）压气机隔板和燕尾槽轴向插入式的叶片可在转子就位时拆卸；

6）三个压气机抽气口用于透平冷却。其中两个口还用于压气机放气，以避免在启动期间产生喘振；

7）不必揭缸，就可拆卸燃烧筒和过渡段；

8）透平转子轮盘用专用的螺栓（拉杆螺栓）与齿形联轴器连接在一起；

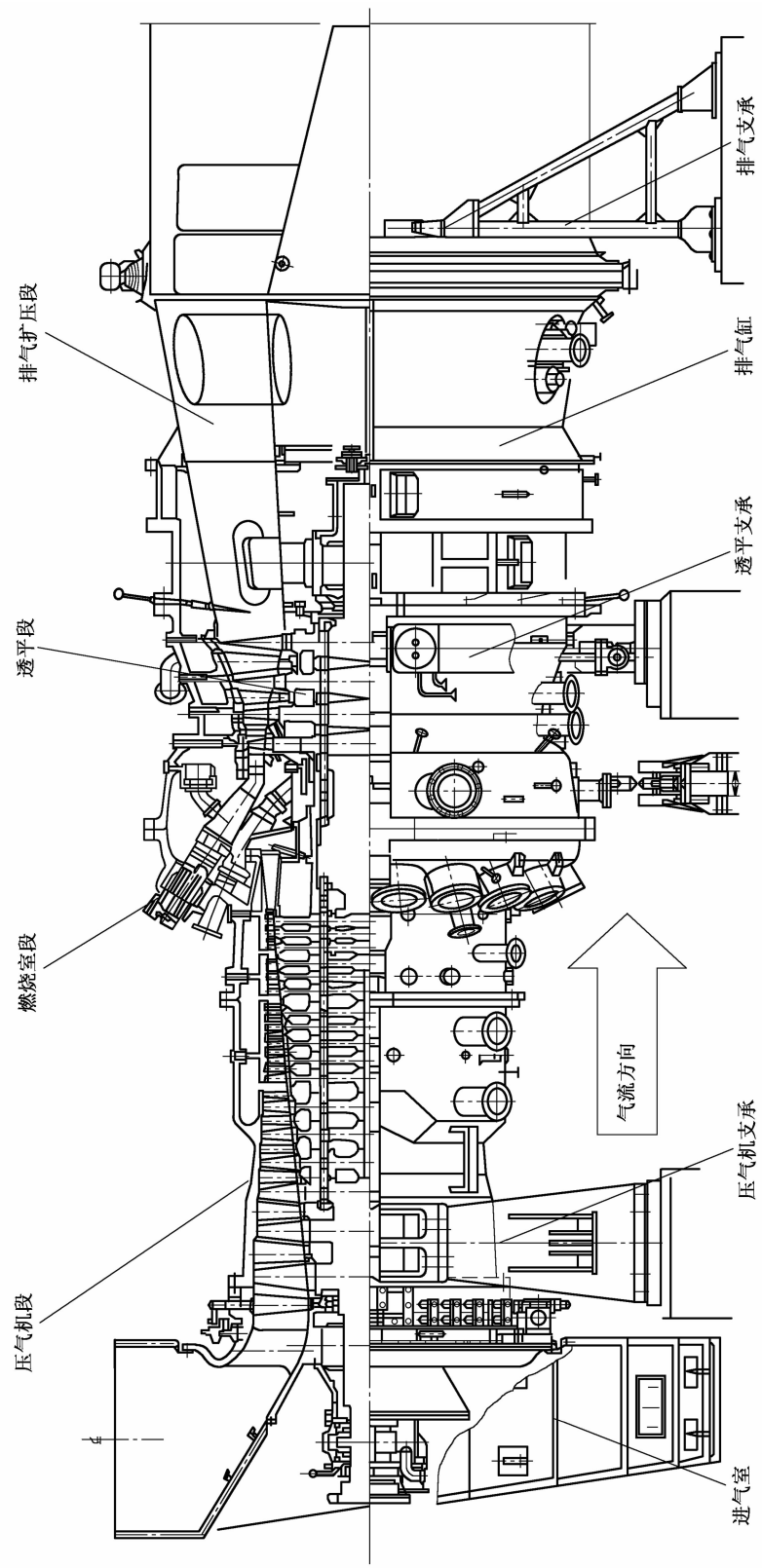


图 3-33　M701F 型燃气轮机剖视图

9）透平动叶片采用枞树型叶根。在不吊出转子的情况下可拆除所有动叶片；

10）在不吊出转子的情况下可卸下静叶持环进行检查；

11）在不揭缸盖的情况下可拆卸透平第 1 级静叶片；

12）后轴承与排气缸沿圆周向采用切向连接支承，在排气缸受热后发生热膨胀时，可以保持机组的良好对中；

13）可观察到压气机叶片的锁紧情况，确保压气机叶片和轮盘锁紧就位；

14）压气机段静叶环的挠性设计便于控制气缸和转子之间间隙；

15）预混合燃烧方式可减少 NO_x 的生成；

16）拉杆式压气机转子的结构增加了转子动态稳定裕度，而且便于转子的制造和维护；

17）燃气轮机的通流设计采用了全三维流动分析；

18）支承轴承由两块可倾瓦和固定的上半部组成，以消除因轴承巴氏合金局部弹性问题引起的上瓦颤动问题；

19）直接润滑的推力轴承减少了所需的油流量和有关的机械磨损；

20）整体式围带应用于燃气轮机第 3 级和第 4 级叶片，这将使由二次流引起的非同步振动减小到最低限度；

21）在透平叶栅中采用扇形分割环的方案，使导叶栅变形减到最低限度；

22）完善的透平叶片和导向叶栅冷却方案增加可靠性和透平的整体效率。

三、进气部分

进气部分主要作用是为轴流式压气机进气提供平稳的过渡。主要设备包括进气室和进气缸，其中进气缸内装有推力轴承座和前支承轴承座以及可调进口导叶。

（一）进气室

进气室的主要作用是连接进气系统进气道与压气机进气缸，如图 3-34 所示。进气口采用向下布置方式。在 15℃时，进气量约为 530m^3/s（合 649kg/s），流速约为 29. 7m/s。

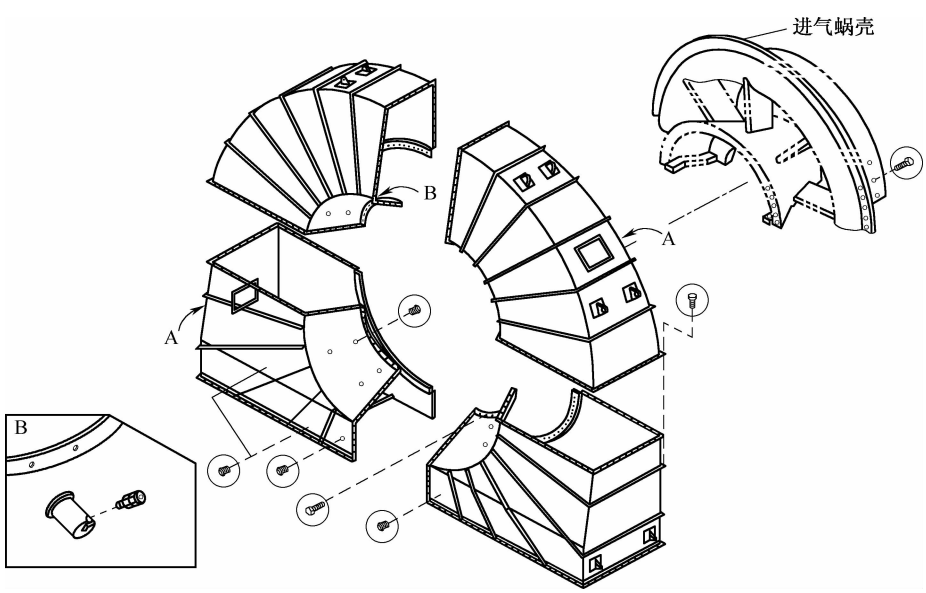


图 3-34　进气室结构示意图

在进气室进气锥壳上，安装有“在线清洗”和“离线清洗”两道压气机叶片水洗喷嘴，每道各 8 只。

进气室采用焊接结构，组成壳体主要钢板厚度为 6mm。

（二）进气缸

进气缸采用球墨铸铁结构。进气涡壳采用流线型设计，保证压气机进口空气流场分布均匀，并满足高效、低压损的要求。入口基本上是一个喇叭形漏斗，该漏斗的台肩经过仔细倒圆，对空气的阻力小，因此导管损失很小，甚至可以忽略不计。

进气缸包含了推力轴承箱、#2 支承轴承箱、压气机低压端气封体、轴承箱前后轴封结构，如图 3-35 所示。进气可调导叶的叶片及其操纵机构也安装在进气缸出口截面上，其功能是在启动和带负荷运行期间调节进入压气机的空气流量。

支承轴承箱的下半部与进气壳体是一个整体，因此无需进行轴承调节。轴承箱盖也是与进气壳体一体加工的，揭盖后可直接进入轴承区。

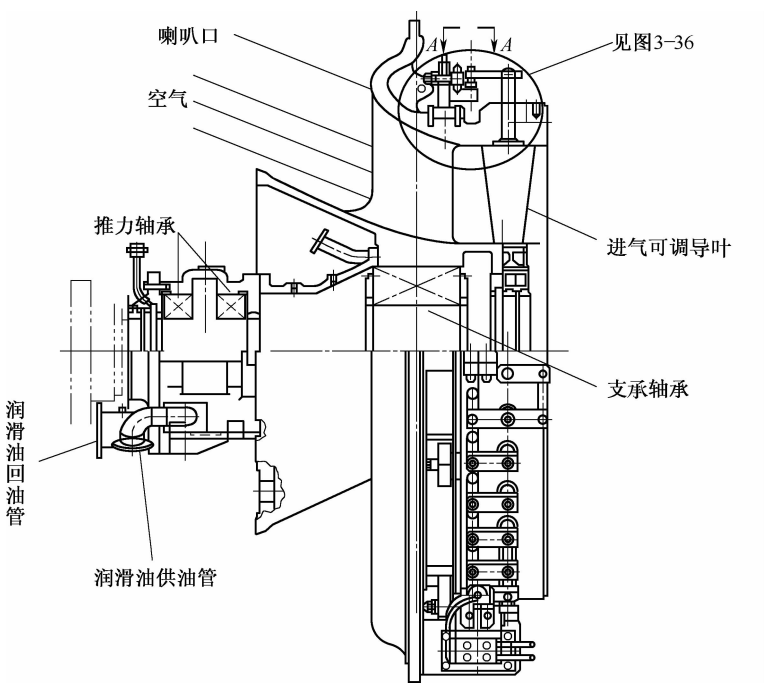


图 3-35　进气缸结构示意图

（三）进气可调导叶

为了改进启动加速性能，燃气轮机装有进气可调导叶（IGV）系统（见图 3-36）。IGV 在启动时调节空气流量、流速和流动方向，防止压气机喘振和失速，达到最佳循环效率。IGV 安装在进气壳体内紧靠轴流压气机第 1 级动叶片的前面。进气导叶机构包括进气可调导叶（38 片）、连杆、拉动环、拉杆和伺服执行机构。伺服执行机构将轴向运动转换为拉动环的旋转运动，IGV 的角度通过滚轮机构随执行机构拉动环的转动变化。伺服执行机构在装置运行期间由燃气轮机的控制系统自动控制，用位置传感器检测 IGV 的角度。

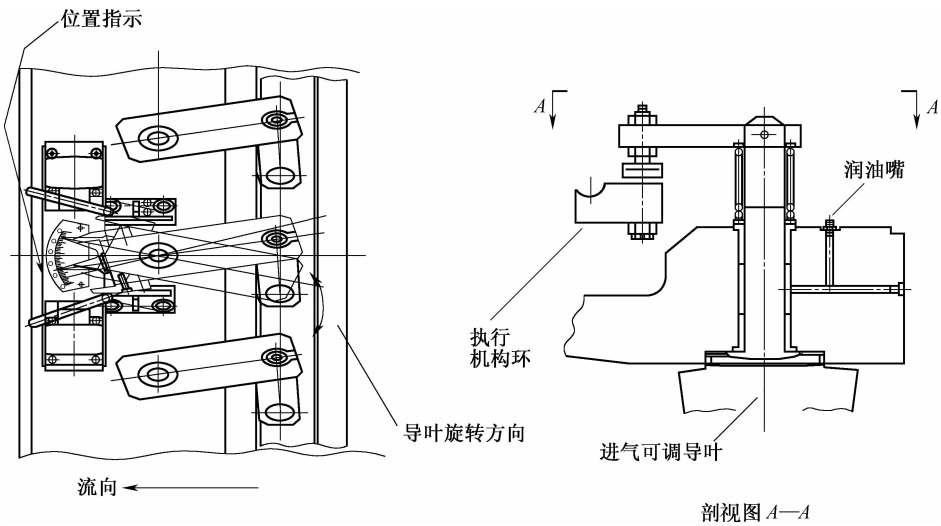


图 3-36　进气可调导叶（IGV）放大图

机组启动和运行期间，IGV 调节入口空气流量、流速和流动方向。停机期间 IGV 保持关闭状态，直到燃气轮机重新启动为止。当发出启动信号时，IGV 旋转到中间位置，直到控制器改变该位置。运行期间 IGV 处在打开位置。

IGV 位于 34°角度时，开度最小；IGV 位于 -4°角度时，开度最大。IGV 角度的调整，在制造时已完成，通常情况下不需要重新调整。如果需要进行调整，要使用提供的特殊工具进行设定。

（四）轴承

#2 轴承箱及推力轴承箱由 8 个径向支柱支承，联体浇铸在进气缸涡壳内部。两个可倾瓦式支承轴承（#1 轴承和#2 轴承）一起保证燃气轮机内部静子与转子径向间隙和轴系对中，#2 轴承和#1 轴承分别位于进气端和排气端。双向推力轴承位于进气缸中，推力轴承保持转子的轴向位置。

1. 支承轴承

在进气缸中的 2 瓦块可倾瓦轴承支承转子的进气端，如图 3-37 所示。轴承盖由可拆卸钢质壳体制成，该壳体在水平中分面处用螺栓与下半部分连接。两个巴氏合金瓦块支承安装在经过淬火的球面销上，该机构提供了正确的轴承间隙和转子对中。轴承的两端均有浮动密封，以将油保持在轴承内。这种密封通过控制轴承的进油量来保持所需要的油压。轴承壳体中的防旋转销与缸中的槽咬合，以防止轴承旋转。

2. 推力轴承

推力轴承装在连接到进气缸前的轴承箱内，其功能是保持转子的轴向位置。转子推力通过推力盘传送到均载式推力轴承，推力盘与转子轴为一个整体。推力轴承推力盘瓦有效工作外径 *D*662/内径 *D*410，推力盘最大外径 *D*692.1。推力轴承参数见表 3-5（转速为 3000r/min）。

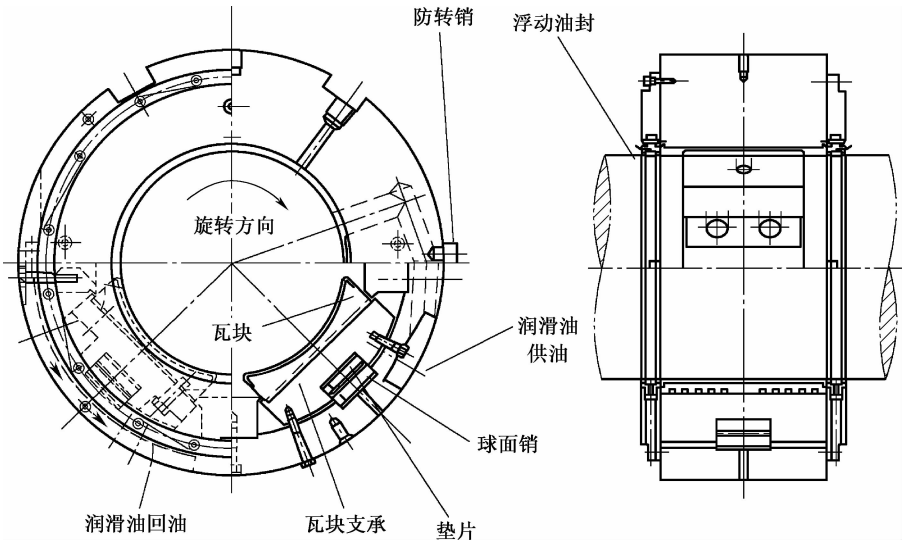


图 3-37　支承轴承

表 3-5　推力轴承参数

项　　目	载荷/N	工作面积/mm^2	比压/（MN/m^2）
主推力	580000	157250	3.69
反推力	500000	157250	3.18

推力轴承包括推力盘、推力瓦（前后瓦块各 10 块，均为活动瓦，出气侧为工作瓦）、油喷嘴和负载平衡机构，如图 3-38 所示。

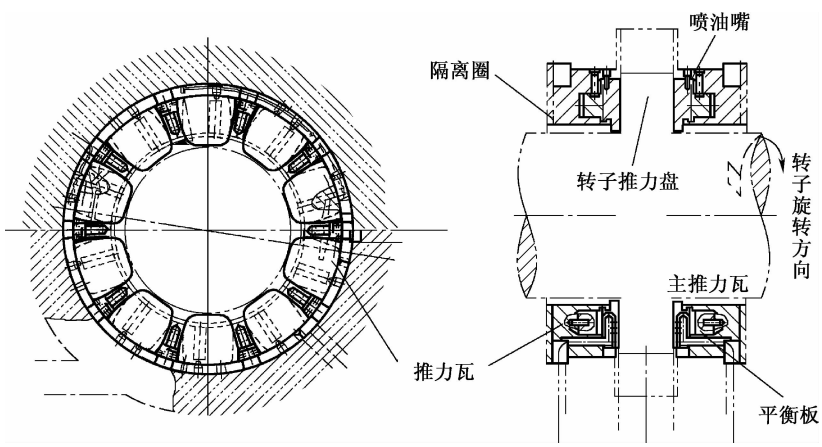


图 3-38　推力轴承

负载平衡机构包括装在两个开口环圈中的联锁平衡板。负载侧推力瓦由铜合金和带有锡基巴氏合金面制成；当就位时，每个推力瓦均以钢支承为枢轴旋转。平衡板相互支承，如果任一个推力瓦受压，则其运动立即传输到与其邻近的平衡板上，使平衡板一边向下倾斜，另一端则向上倾斜，从而强制下一个推力瓦向上移动。该均衡效应将传输到所有的推力瓦上，迫使它们承载均匀的负载。由于有均衡部件，所有推力瓦的厚度不一定必须相同，因为少量

的差异可由平衡板进行补偿。推力瓦在偏离位有枢轴点，为达到最佳承载能力，它们被偏心支承。

为了防止组装错误，发电机侧和燃气轮机侧的轴瓦和喷油嘴的尺寸均不同。

3. 轴承的润滑

润滑油系统向燃气轮机支承轴承和推力轴承提供干净、经冷却、流量恒定的润滑油。

润滑油通过轴瓦体下半部的孔为支承轴承供油。通过水平中分面连接处的供油连接管送到轴承的上半部分，当油经过轴承时同时冷却轴瓦，然后油通过壳体下半部的回油孔排出。该孔起到流量孔板的作用，可计量通过轴承的油流量。轴承两端的浮动密封保持轴承中的油压。

油从两端进入推力轴承，然后流经瓦块和转子推力盘之间的间隙。当到达推力盘时，离心力驱使油向外进入轴承箱的排油孔，并返回到润滑油箱。

4. 轴承的密封

在支承轴承内侧，油可能沿转子泄漏到轴流压气机中，因此在密封轴承箱内安装了迷宫式密封环以保护进气缸，如图 3-39 所示。压缩空气被引入到密封系统，空气回流到具有微小负压的轴承箱内，从而阻止油沿转子轴向流动，沿转子轴向泄漏的油会脱离转子进入密封腔室。然后通过回油孔返回到轴承箱，最终回到润滑油箱，这样可防止压气机受到油污染。应保持适当的密封空气压力：密封空气压力低将会造成油泄漏到进气导叶的高真空区并使压气机结垢；较高的密封空气压力将导致轴承箱内压力过高使油向外泄漏。

油密封位于推力轴承密封箱内，轴承两端各一个，它们由一系列的整体加工的环绕转子布置的直径相等的迷宫密封组成。密封和转子之间的微小间隙降低了沿轴向油流泄漏。沿轴泄漏的油在微小的负压作用下收集到轴承回油管路中，然后返回润滑油箱内。

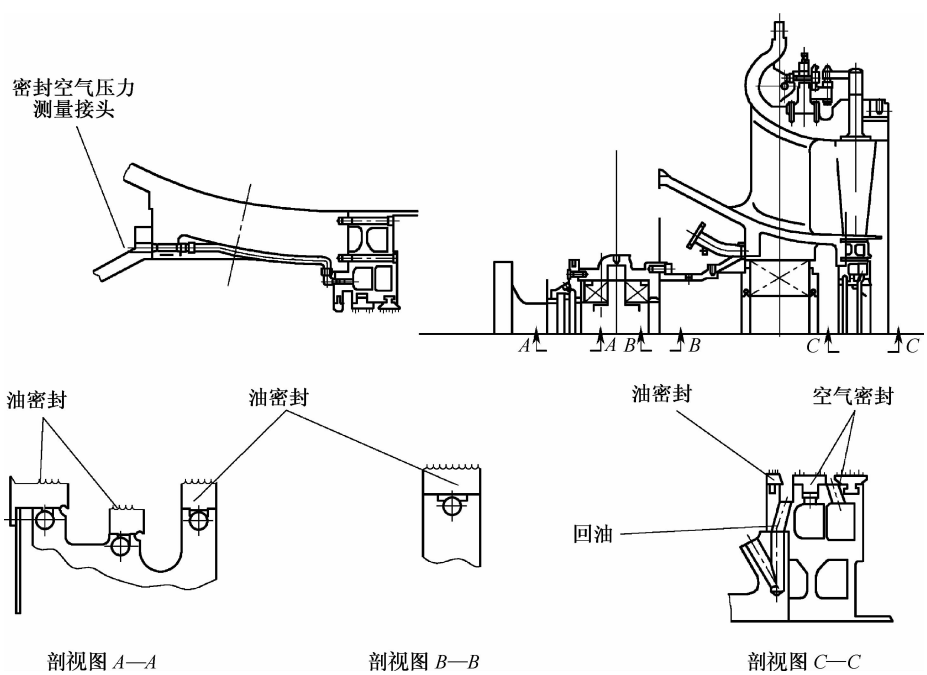


图 3-39　轴承密封

四、压气机部分

轴流式压气机用于压缩空气，该设计具有产生高的压缩比，同时保持结构紧凑等优点。轴流式压气机的流动通道的截面积在流动方向逐步减小，在压气机中，空气通过一系列的动叶和静叶（隔板）间，轴向流动。当空气经过每个压缩级时，压力和温度都在升高，直到达到压气机端的最后一级，经过压缩后的空气从压气机出口排到燃烧室。

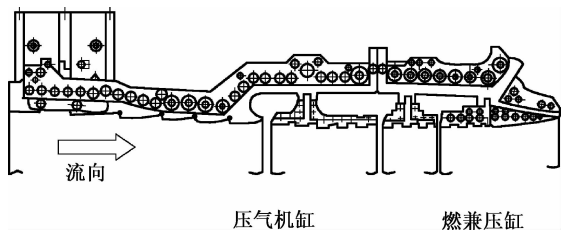


图 3-40　压气机部分缸体水平中分面

（一）压气机缸

全部压气机部分包括两段缸体，检修时可分开拆卸。包含压气机大部分的缸体叫压气机缸；包含压气机后几级和燃烧器部分的缸体叫燃烧室兼压气机缸，简称燃兼压缸。缸体是分两半制造的合金钢铸件，在水平中分面处用螺栓连接固定，易于拆卸、组装、检查和维护，如图 3-40 所示。

压气机缸体通过压气机支承安装在基础上，是燃气轮机静子部件的死点，如图 3-41 所示。压气机缸体包括压气机静叶和第 6 级、第 11 级压气机抽气口。抽气用于冷却和密封，以及用作机组启动和停止时的防喘控制措施。缸体将结构负载从相邻的缸体传递到前端的刚性基座，该基座起到燃气轮机压气机端支承的作用。刚性支承固定在压气机端，并将所有的轴向位移（热膨胀）传递到排气端的挠性支承。

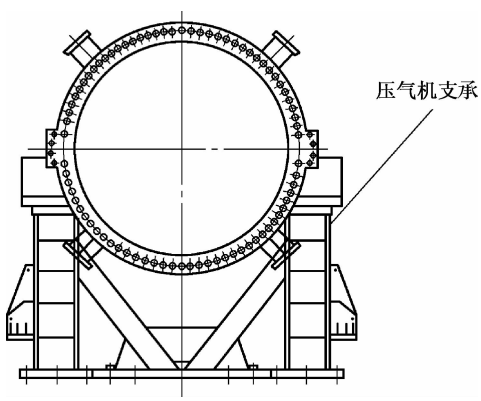


图 3-41　压气机缸体支承断面（逆气流方向看）

（二）压气机隔板环

压气机隔板环（见图 3-42）包括上下两个半付隔板环。隔板（见图 3-43）由 400 系列的不锈钢制成，具有最佳的防蚀能力和机械强度，先经加工成型，然后焊接到内外围带形成隔板环。隔板环经机械加工后，安装到压气机气缸盖和基座的槽中。每块隔板环通过水平中分面处的止动螺钉限制旋转。

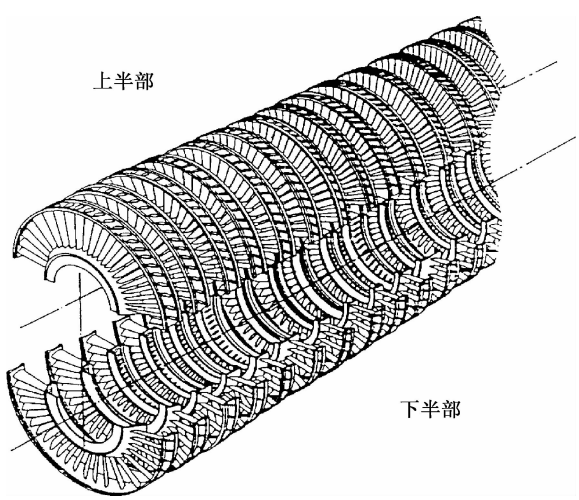


图 3-42　压气机隔板环

焊接在内围带的蜂窝密封使通过每级隔板环的泄漏降到最低限度。在转子轮盘上加工有相对应密封齿。在转子已就位的情况下，固定的压气机隔板环可以取走。因此，可在没有旋转部件的干扰的情况下进行所有静叶的检查。

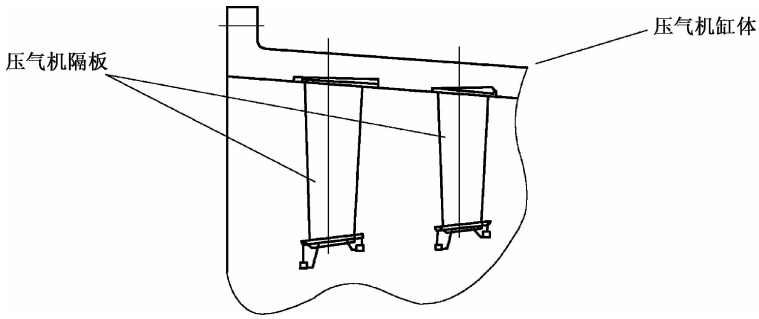


图 3-43　压气机隔板

五、燃烧室部分

燃料和压缩空气在燃烧室段进行预混燃烧。燃烧室包括燃烧器火焰筒和过渡段。在两个过渡段的上游端装有点火器，点火器点燃天燃气/空气混合物。点火器仅在启动时才使用，一旦燃烧器点火成功，在机组加速和运行期间，火焰会自动保持。

（一）燃兼压缸

包含压气机后几级及燃烧器部分的缸体叫称为燃兼压缸，如图 3-44 所示。火焰筒和燃料喷嘴固定在燃兼压缸上，压气机第 14 级的抽气口也在燃兼压缸上。该缸体上还有压气机

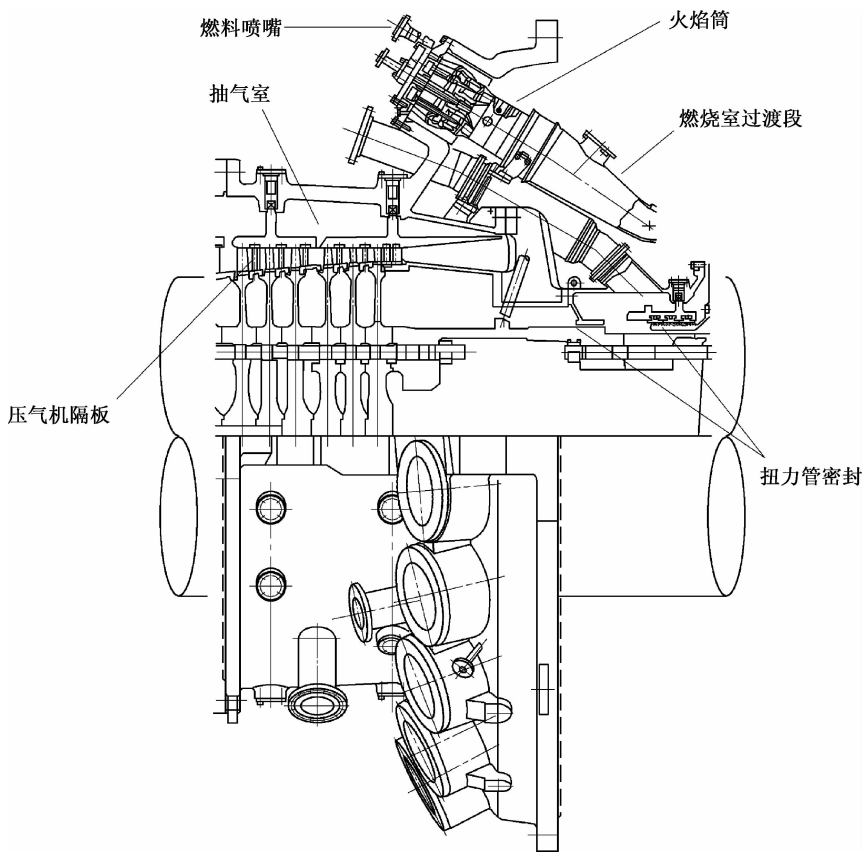


图 3-44　燃烧室兼压气机缸体

出口压缩空气的抽气管道，此部分抽气先送到 TCA 作为热源加热天然气；然后经过过滤，作为冷却空气用于冷却热通道部件。内部管道将冷却空气输送到转矩管，转矩管环形腔室周向均分冷却空气冷却燃烧区段转动部件。

（二）燃烧室

燃烧室包括下列部件：预混合燃烧器火焰筒、过渡段、预混合燃气喷嘴、旁路机构、点火器（火花塞）、火焰探测器、火焰联焰管。

图 3-45 给出了燃烧室外围燃烧器部件的布置方位。从进气端的十二点位置开始顺时针编号，共有 20 只燃烧器。点火器（火花塞）和燃烧室火焰探测器的位置如图 3-45 所示。燃烧器和喷嘴组装图如图 3-46 所示。

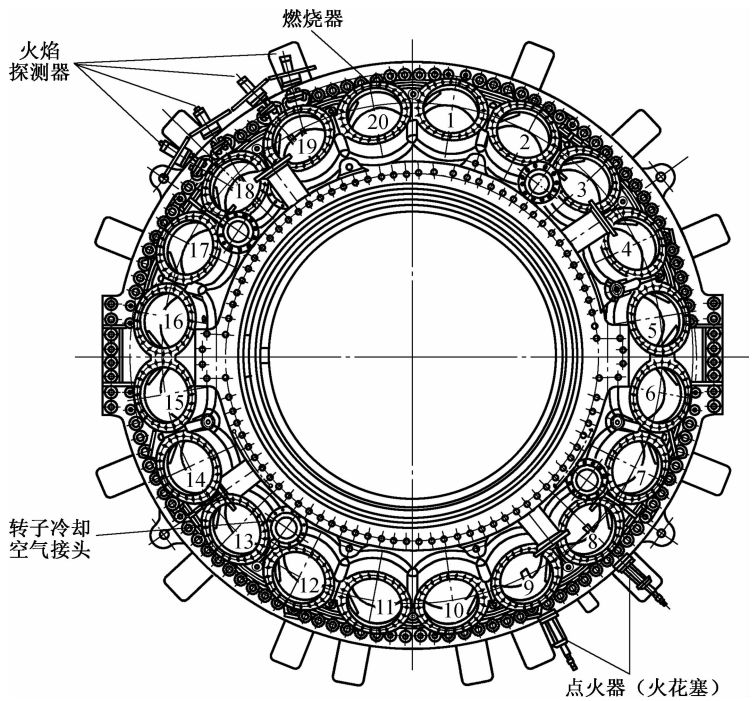


图 3-45　燃烧室（顺着气体流向）

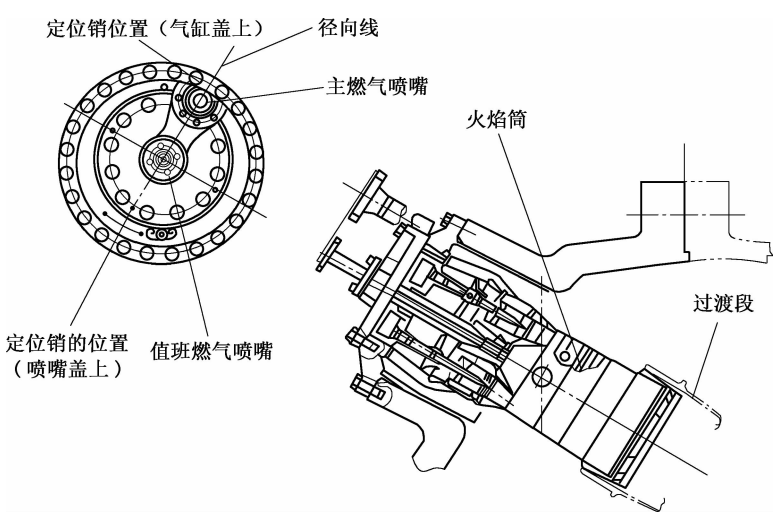


图 3-46　燃烧器和喷嘴组装图

1. 预混合燃烧器火焰筒（内筒）

火焰筒封闭在燃烧室缸体中。燃烧室缸体形成一个相对低速的增压室，压气机将压缩空气排入该增压室。空气通过压气机出口转向导叶和限流孔进入火焰筒的预混合段，以获得恰当的空气与燃气混合物。由燃烧室产生的热气体从火焰筒到达过渡段。

2. 过渡段（尾筒）

过渡段安装在透平缸体内，与火焰筒相连。过渡段将燃烧室气体从火焰筒送到第 1 级的透平静叶。燃烧器内筒及尾筒均采用鳍片式空气冷却。20 只尾筒在出口处由筒体边缘、刷子气封、密封片组成一圈密封通道直接与透平第 1 级静叶入口相连接。

3. 预混合燃气喷嘴

预混合燃气喷嘴包括值班燃气喷嘴和主燃气喷嘴。值班燃料喷嘴按扩散燃烧使用大约 5% 燃气的情况下保持火焰稳定，其余的燃料供给主燃气喷嘴。主燃气喷嘴通过空气与燃气预混合在燃烧器中形成均匀的低温火焰，因此 NO_x 生成量可明显减少。值班燃气喷嘴和主燃气喷嘴均可在不揭缸盖的情况下拆卸。

4. 旁路机构

M701F 型燃气轮机上安装有旁路机构（见图 3-47），以改进部分负载时燃烧的稳定性。燃烧器旁路机构旁通阀将压气机的出口空气直接引入过渡段（尾筒）；以提高启动时火焰的稳定性并保持升负荷时理想的空燃比。旁路机构在机组满负荷时完全关闭。

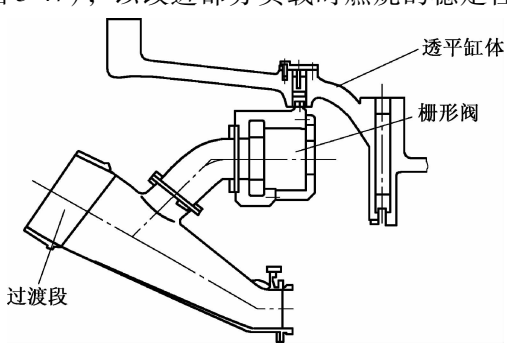


图 3-47　燃烧器旁路系统

旁路机构主要由栅形阀、阀杆及油动机组成。旁路机阀体上均匀分布了 20 只旁通空气孔，分别与对应的 20 只燃烧器尾筒通过旁路弯管一一连接。油动机控制阀环的转动改变旁通空气孔的通流面积大小来控制流经燃烧器燃烧区域空气的多少。

栅形阀由旁路机构本体和旁路环组成，如图 3-48 所示。执行机构转动旁路环，使栅形阀打开和关闭，这可调节经旁路弯头进入过渡段的空气量。旁路系统用于控制下列情况：

1）当燃料流量小时，难以保持火焰稳定。

2）当燃料流量大时，NO_x 值急剧增大。

燃料/空气比由通过旁路弯头进入过渡段的空气量控制。旁路阀在部分负荷条件下打开，从而增加通过过渡段的空气流量，减小通过喷嘴的空气流量。

5. 点火器（火花塞）

为了点燃燃气/空气混合物，在第 8、9 号燃烧器火焰筒安装了点火器（火花塞）。空心套筒插入燃兼压缸，并与这两个过渡段的开口对准。将点火器组件插入并保持在每个套筒内，如图 3-49 所示。该组件由安装在弹簧活塞中的火花塞组成。活塞由压缩空气强制驱动以保持火花塞电极在备用位置。在启动时，借助仪用空气将火花塞推入点火区，直到点火成功为止。点火完成后，火花塞通过弹簧弹力和仪用空气压力从燃烧室抽出，火花塞返回到初始备用位置，以防止电极烧坏。火花塞上装有管状接地电极，以防止发生共振。

管壁中的开口可防止碳积聚。点火器由点火变压器提供 1200V 交流电源，通过在预定

时间连续高压放电进行点火。当预定时间结束，不管点火是否成功，火花塞将断电。在安装时，可目视看到点火器组件的位置和运动情况。

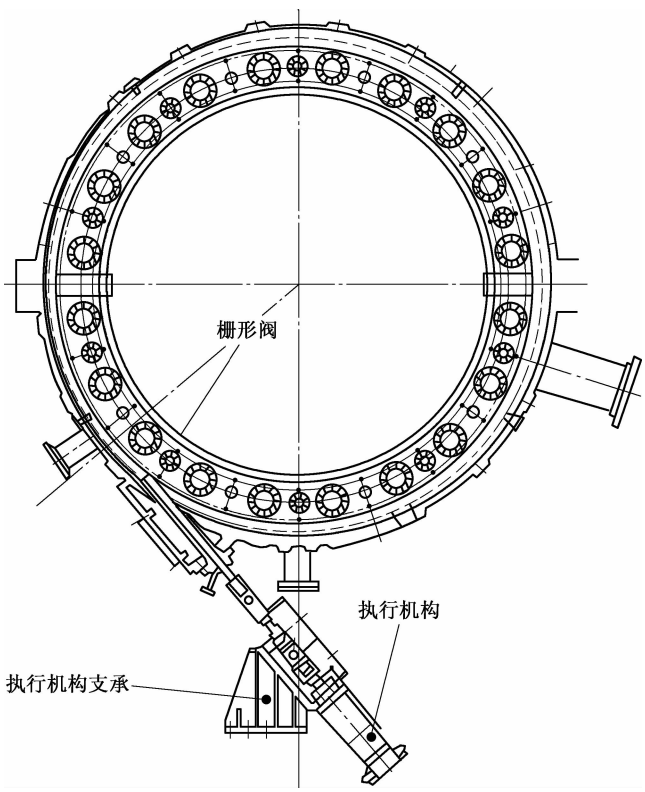


图 3-48　燃烧器旁路栅形阀

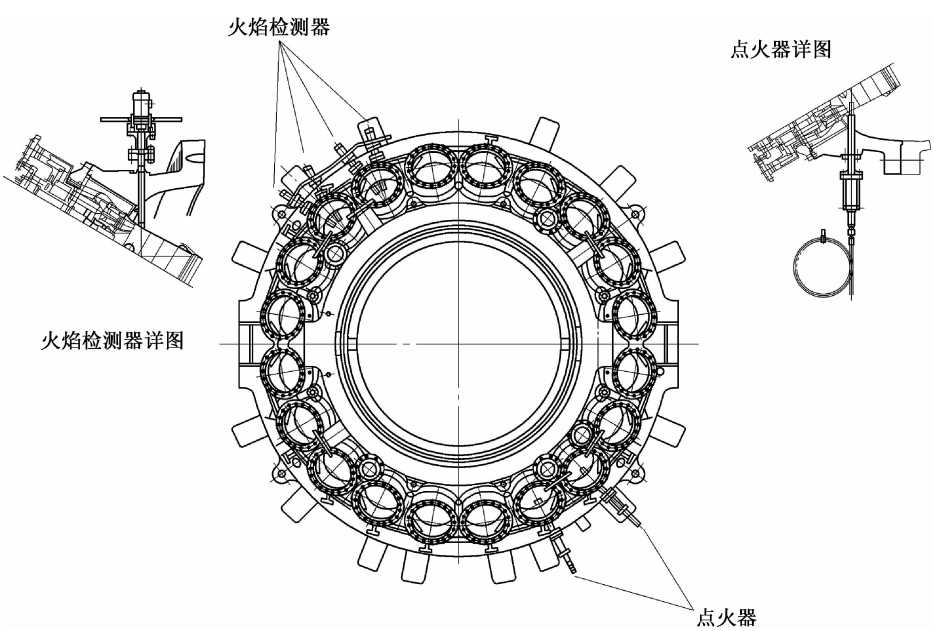


图 3-49　点火器和火焰检测器（顺着燃气流动方向）

6. 火焰检测器

该装置用于监测燃烧室，如果任一火焰检测器没有检测到火焰，则发出报警。

火焰检测器能检测波长在 1900 ~ 2900Å[㊀]范围内的紫外线辐射的存在，这表示有正常的火焰存在。在第 18、19 号燃烧器两侧各安装有两个火焰检测器（18A/18B/19A/19B）。每个检测器均由装有一个纯金属电极和净化气体的特殊玻璃外壳组成，如图 3-49 所示。

7. 火焰联焰管

为了确保所有燃烧筒中的燃气点火，在过渡段上安装火焰联焰管（见图 3-50）。通过联焰管，火焰就从点火的燃烧室传播到未点火的燃烧室。在启动时，第 8、9 号燃烧器中的火焰分别按照相反的方向传播到所有的燃烧器，并使各个燃烧器在运行中维持压力平衡。

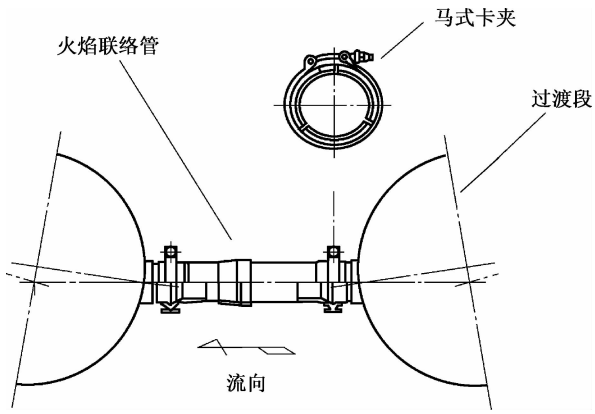


图 3-50　火焰联焰管详图

当一个燃烧室点燃时，已点燃的燃烧室立即向未点燃的燃烧室通过压差传播火焰。火焰传播到所有燃烧室的过程实际上是在瞬间完成的。

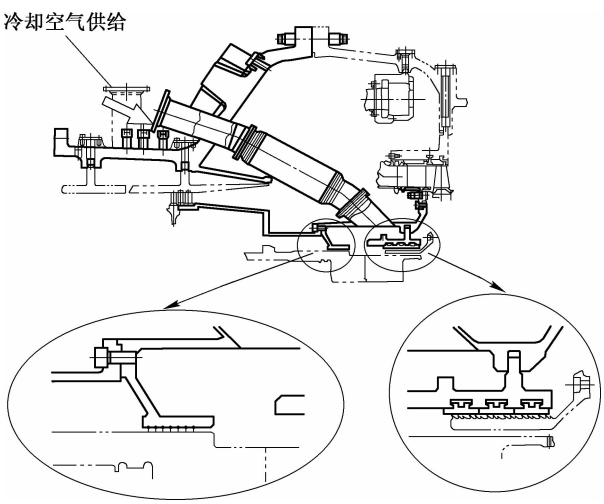


图 3-51　转矩管密封

（三）转矩管密封壳体

经过滤的冷却空气通过 4 根进气软管传送到环形通道，再通过 20 个空心支承管供到转矩管。转矩管密封系统利用部分冷却空气把压气机段和透平段的环境隔离开，其余的冷却空气通过喷嘴通道送到透平转子，用于冷却动叶的叶根、盘齿和透平转子周围的区域，如图 3-51 所示。

六、透平部分

（一）概述

透平段的 4 级叶片将从燃烧器产生的高温烟气的热能转化成机械能。叶片的机械能部分用于驱动发电机，部分用于驱动轴流式压气机工作。透平部分与压气机部分连接在同一根转子上，透平缸和支承组件封闭了透平排气通道，并在透平缸内装有透平隔板组件。

透平缸中四级透平的静叶分别安装在各自的静叶环中，如图 3-52 所示。透平静叶环采用合金钢铸件结构，每级静叶环之间设计有端面气封圈结构，防止高温燃气泄漏。静叶环与

㊀ Å：埃，$1Å = 1 \times 10^{-10}m$，后同。

透平缸之间组成完整封闭的冷却空气腔室，降低了透平缸缸体的工作温度。

透平第一级静叶栅由单个静叶弧段组成。第一列静叶无需起吊任何气缸，通过人孔即可取出的。第2、3、4级静叶栅分别由双静叶弧段、三静叶弧段和四静叶弧段组成。每一级静叶弧段由分离的隔板环支承在隔板中。透平静叶环的支承系统，使静叶栅径向和轴向的热响应与外部可能的缸体变形无关。

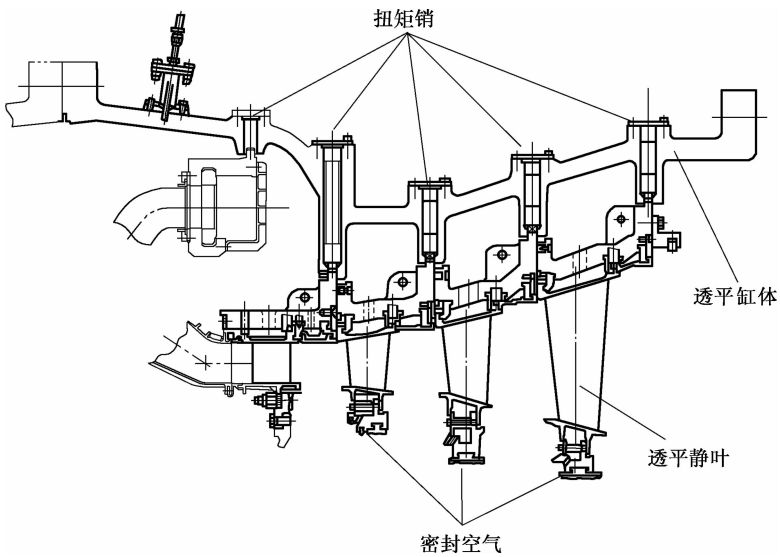


图 3-52　透平缸剖面

（二）透平缸体和支承组件

为便于组装、拆卸、检查和维护，透平缸体通过水平中心面被分为两部分，即上半缸和下半缸。上半缸和下半缸组装成一个完整的缸体。缸体由合金钢铸件制成，其中部分为燃烧室段，并为透平段的静叶组件提供了外壳。水平法兰的键销和上、下半缸中的转矩销防止静叶旋转。在第2、3和4级开有若干孔口，供冷却空气接管使用和轮盘腔室的热电偶插入使用。

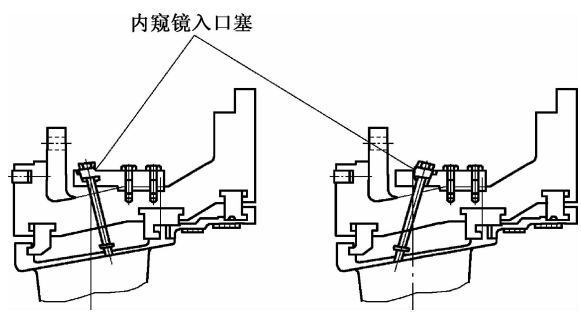


图 3-53　内窥镜入口塞位置图

上半缸装有插管，通过该插管可将内窥镜探头插入第2、3和4级静叶的入口（见图3-53、图3-54）。这样在不揭缸的情况可检查动叶片和静叶片。

下缸体部分包括燃烧器和燃气轮机的后支承，该支承靠近排气端（见图3-55）。支承按照调直燃气轮机的需要加设垫片，然后用螺栓固定到基础板上。在透平缸体和支承基座上均装有轴颈轴承，它们用支承臂连接，由于透平的热膨胀支承臂会稍向后转动。位于透平压气机端的刚性支承将压气机端锁紧。当透平缸体的温度升高时，轴颈支承可以允许气缸的热膨胀，且不会影响设备的对中。在透平的两侧均有一套轴颈轴承和支承臂。中心支承（横向锚栓）连接下缸体底部和基础板。轴颈装有润滑油注油嘴，透平润滑油通入支承臂内的通道进行循环，以冷却上部轴颈轴承。

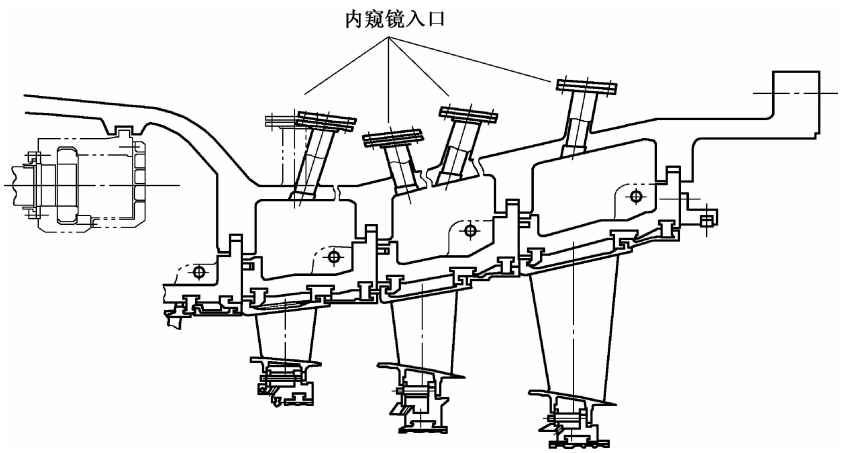


图 3-54　内窥镜插管位置

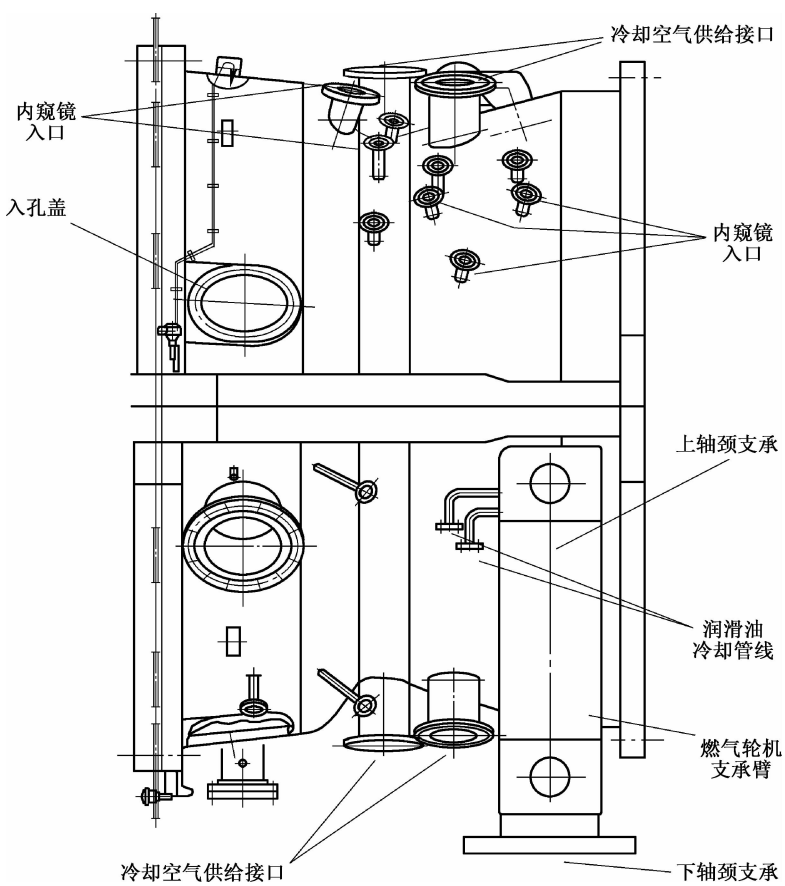


图 3-55　透平缸外壳

（三）隔板组件

装设隔板是为了安装静叶片。透平静叶导引燃烧室高温气体高速流向动叶片，驱动燃气轮机转子旋转，静叶还为冷却空气流入级间密封腔室提供内部通道。冷却空气被导入由级间密封和转子形成的通道，最后通过相应的气道开口进入主气流通道。该冷却空气保持轮盘处于允许温度。第 2、3、4 级的轮盘腔室温度用热电偶监测（见图 3-56）。热电偶插入紧靠燃气轮机转子的级间迷宫式密封的气道内，监测该区域的温度。

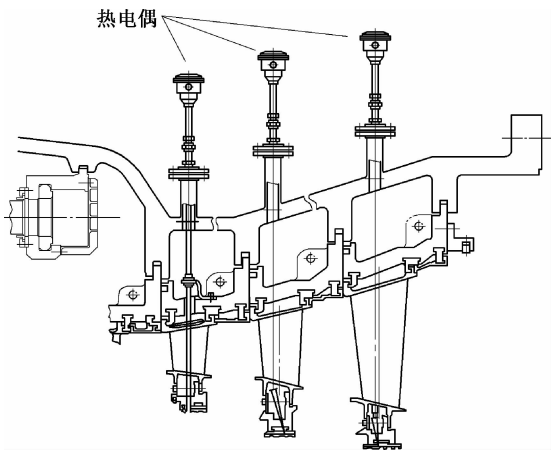


图 3-56　轮盘腔室热电偶测温通道

燃烧室壳体的空气通过内孔口导入，以冷却第 1 级的静叶，第 2、3、4 级静叶的冷却空气通过透平缸上的法兰进入。隔板有通过冷却空气流的孔，分割环插入隔板槽内，以使动叶通道传到隔板的热量降到最低限度，如图 3-57 所示。同时，允许隔板组件中各部件间的热膨胀有不同的变化，并留有细小间隙可允许分割环和隔板的膨胀和收缩。

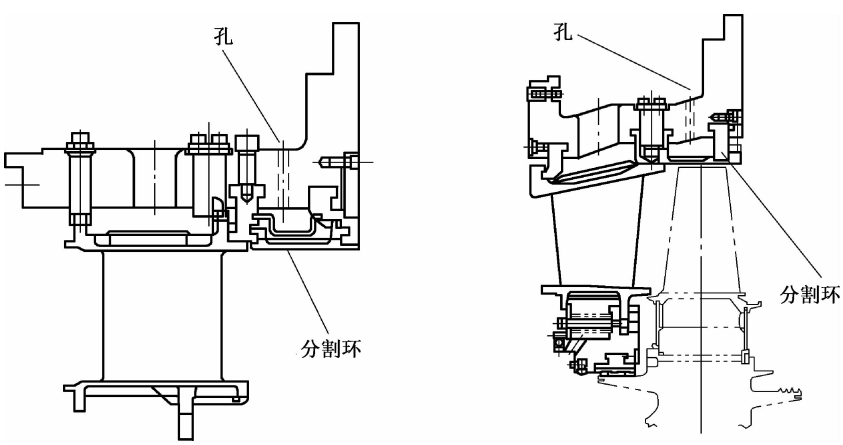


图 3-57　隔板上冷却空气入口

每级隔板由静叶片和分割环组成，由隔热环固定在隔板槽上。静叶片内外围带整体铸造。

分割环可看作为动叶气流的通道。分割环、静叶片和隔热环用螺钉和转矩销固定在隔板槽上。级间密封块插装在这些部件之间，以阻止高温气体在通道间的流动泄漏，如图 3-58 所示。

密封部件安装在静叶的内围带上（见图 3-58），保持同转子组件表面间的径向密封。静叶片环上的径向密封和隔板的表面密封将透平气缸的冷却室隔离。冷却空气增加了轮盘腔室中级间密封区的压力，从而防止高温气流进入该区。

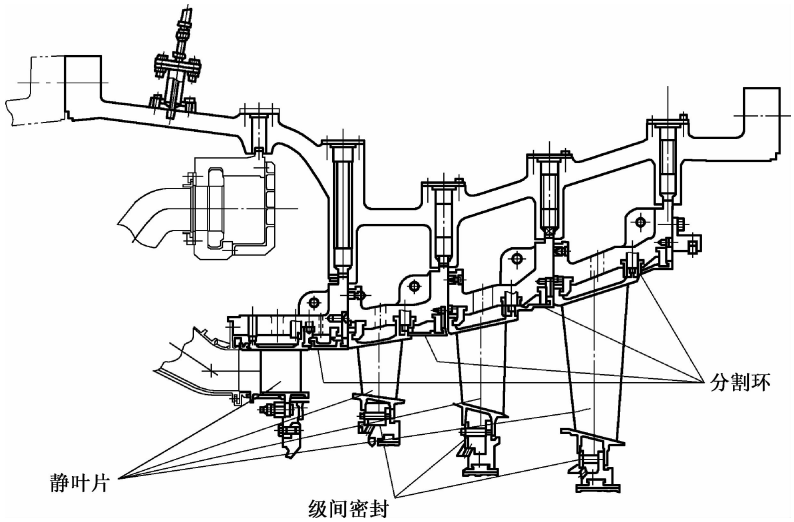


图 3-58　级间密封位置图

（四）透平静叶的冷却结构

透平叶片采用冷却结构的必要性和重要性早已是业内共识，M701F3 型燃气轮机透平进口温度高达 1400℃，为了使透平叶片有足够长的工作寿命，就必须采用冷却结构。

叶片冷却是把从压气机引来的空气，流过叶片内部的冷却通道冷却叶片后排入主燃气流中，常规的叶片冷却形式有三种：对流冷却（convection cooling）——通过空心叶片壁面对流传递冷却；冲击冷却（impingement cooling）——将冷却空气从叶片内部直接吹到需加强冷却的部位，增强该部位的冷却效果；气膜冷却（film cooling）——将冷却空气通过一排小孔流至叶片外表面形成气膜，冷却效果良好。

为了增强冷却效果，使叶片能承受更高的燃气温度，常将气膜冷却与对流冷却联用，或将上述三种冷却方式联用，称为综合冷却，这是目前最广泛应用的冷却形式。

透平静叶采用的冷却结构如图 3-59 ~ 图 3-62 所示。

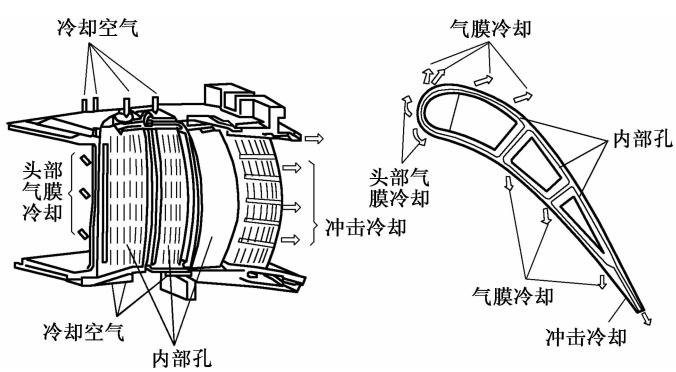


图 3-59　透平第 1 级静叶冷却结构

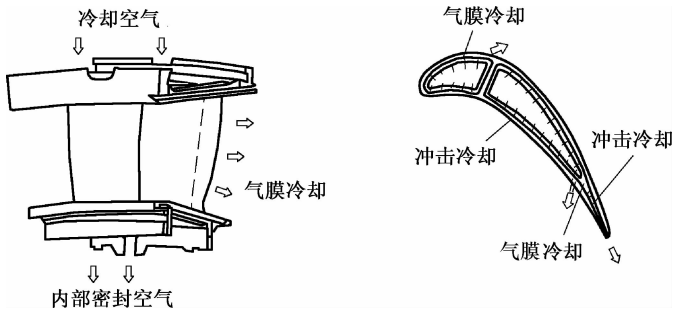


图 3-60　透平第 2 级静叶冷却结构

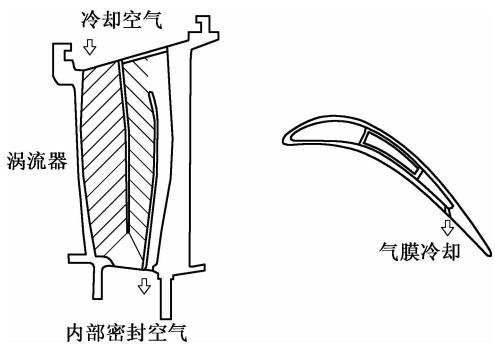


图 3-61　透平第 3 级静叶冷却结构

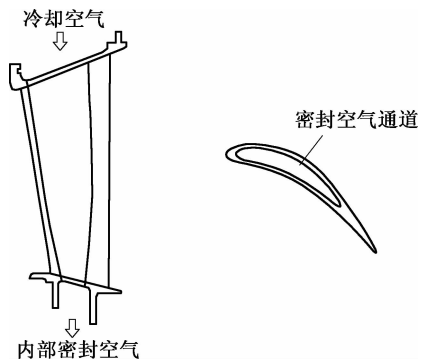


图 3-62　透平第 4 级静叶冷却结构

冷却空气不断的通过空心静叶，以防止受到过高的叶片通道温度的影响。前 3 级透平静叶采用各种不同的冷却方式，实现了前缘、后缘、凸孔和凹孔的冷却结合，这些孔使冷却空气排到气体通道中。

其中，第 1 级静叶冷却结构设计最为复杂，冷却空气来自压气机排气。第 2 级静叶冷却结构设计是第 1 级静叶冷却结构的简单改型，冷却空气来自压气机第 14 级抽气。第 1、2 级静叶弧段均采用定向结晶化（Directional Crystallization，DC）精密铸造技术制成，并采用热障涂层（Thermal Barrier Coating，TBC）。压气机第 11 级抽气供给第 3 级透平静叶内部的空腔。第 4 级静叶没有所谓的冷却结构，但是将压气机第 6 级抽气穿过静叶内部的空腔用于透平第 4 级级间气封。

七、排气部分

（一）概述

气流通过透平缸体后，进入排气缸。排气缸由内锥面和外锥面构成，热空气流经内、外锥体表面间构成的通道。为了形成尽可能小的背压，内外锥面构成的流通通道横截面面积不断增大。轴承箱是排气缸的一个整体部件，内锥面可防止轴承箱暴露到热烟气中。20 个叶片通道热电偶插入环绕排气缸布置的导管中，热电偶伸入到透平第 4 级后的热气体通道内，以监测叶片通道的温度；6 个排气通道热电偶插其后的排气通道中，以监测排气通道的温度。叶片通道热电偶和排气温度热电偶应可靠，因为要用于完成控制和保护功能。

（二）排气缸

排气缸由轴承箱，排气扩压器的内、外锥体，以及外壳组成，如图 3-63 所示。所有这些部件由 6 个切向支承连接在一起。

切向支承包括 6 个绕圆周等间距布置的支承。这些支承切向连接到轴承箱上，从轴承箱一直延伸到排气缸外壳。切向支承穿过排气扩压器的热气流通道，它们被屏蔽在另一套支承罩内。这些流线型支承罩是空心的，起到支持排气扩压器锥体的作用；它们还防止切向支承受到热排气的高温冲击影响。冷却空气也通过该支承罩，以保持切向支承处在允许的温度范围内，这可使支承系统对瞬态温度不太敏感。外壳和撑杆由于温度变化而膨胀时，轴承座旋转降低应力，提供一种刚性支承并保持轴承对中。

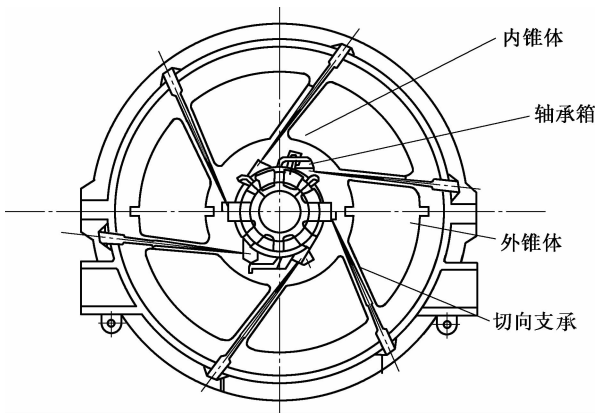


图 3-63　顺流向看排气缸

（三）轴承和密封

设置在排气缸内的 2 瓦块可倾瓦轴承（#1 轴承）的结构与#2 轴承相同，但采用了密封空气通入透平端进行轴封的方式（见图 3-64）。

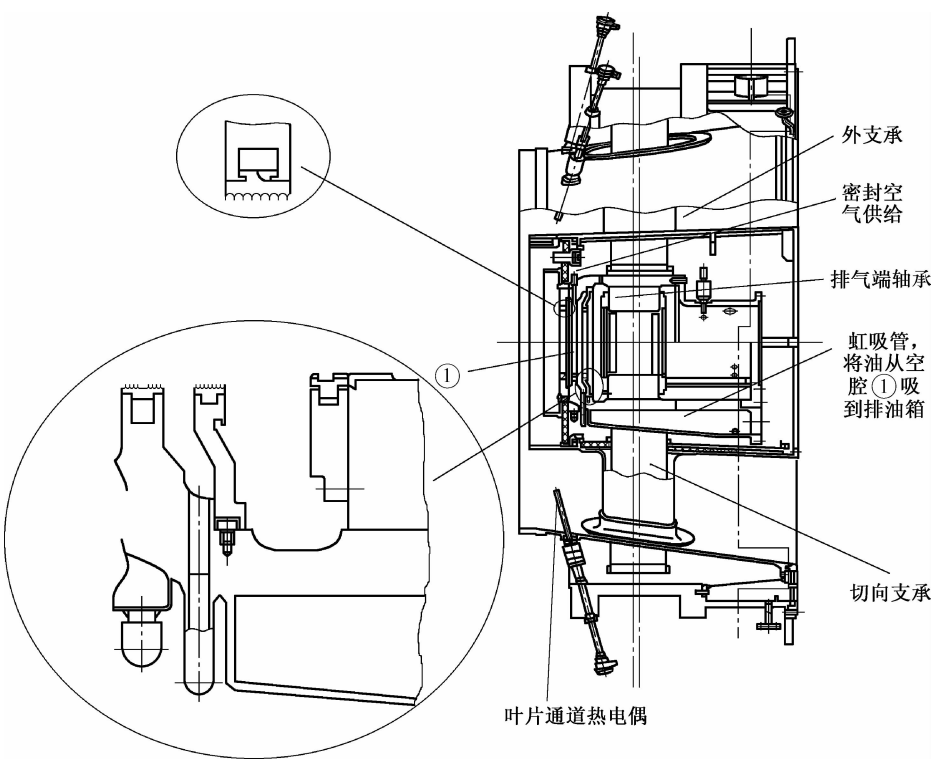


图 3-64　排气缸垂直剖视图

被称为“静态密封”的密封箱将环绕轴承箱的排气通道与第4级后的透平轮盘腔室分开。轴承箱壁上的开口提供了一些通道，空气通过这些通道经轴承密封系统空腔进入到静态密封后的压力通风系统。密封箱体壁中的开口提供了一些通道，排气通道的空气通过这些通道经由静态密封后的压力通风系统进入轮盘腔室。轴承密封是通过强制进入迷宫式密封的空气增压来完成的。一部分空气通过空气-油密封泄漏到微负压的轴承箱内，其余的空气按反方向流动，通过空气密封流入第4级后的轮盘腔室。这也可防止油泄漏到轮盘腔室。当轮盘腔室空气通过排气扩压段时被不断吸入到透平排气中，这样的空气流动为轴承箱周围的通道提供了连续通风，从而保持允许的工作温度。热电偶从排气端通过排气通道内的导管插入轮盘腔室，测量温度并指示排气通道是否提供有足够的冷却气流。

（四）排气通道

排气通道被分为前排气通道和后排气通道。前排气通道采用螺栓连接到排气扩压段的垂直法兰上，后排气通道用膨胀节连接到前排气通道。前部排气通道的人孔可以在不开缸的情况下，让人进入排气缸内部进行轴承检查和维修。

排气通道是用来引导热烟气从排气扩压段进入余热锅炉的进气导管，以降低流速，将排气系统的压力降减到最低限度，以保持燃气轮机的高性能运行。

排气通道有内、外锥面，这两个锥面由筋板支承，如图3-65所示。筋板是中空的，并为管道系统和仪器仪表提供了进入的通道。后排气通道的下游端与排气导管连接起到支承的作用，后排气通道的上游端有挠性支承和中心支承。挠性支承可吸收排气通道的热膨胀。膨胀节可允许燃气轮机轴向膨长，且不会产生过大的应力。

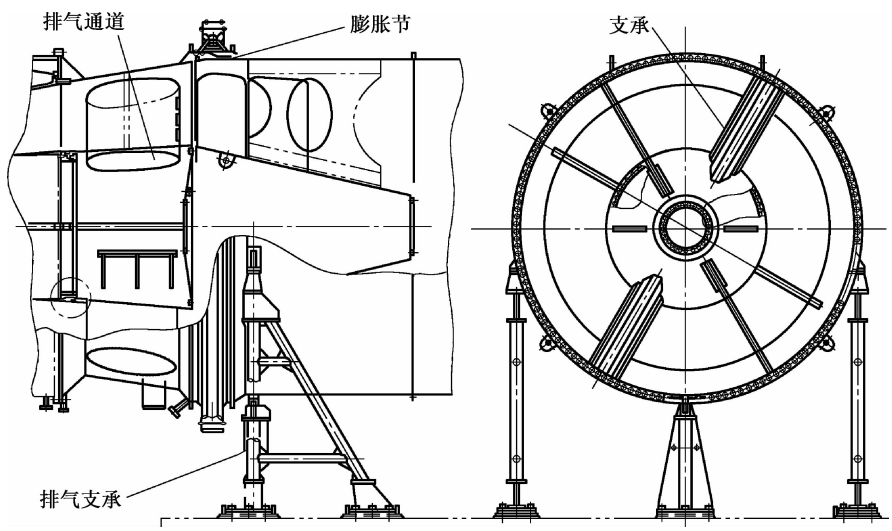


图3-65　排气通道装配图

八、转子

（一）概述

燃气轮机转子采用单轴结构（见图3-66），包括装有叶片的压气机轴和透平轴，总长为11631.16mm，总重为89t，轴承跨矩8914为mm，最大回转直径为3235.66 mm，位于透平第4级。压气机轴最大直径为2507.36 mm。该转子支承在两个有压力油润滑的2瓦块可倾瓦轴承上。

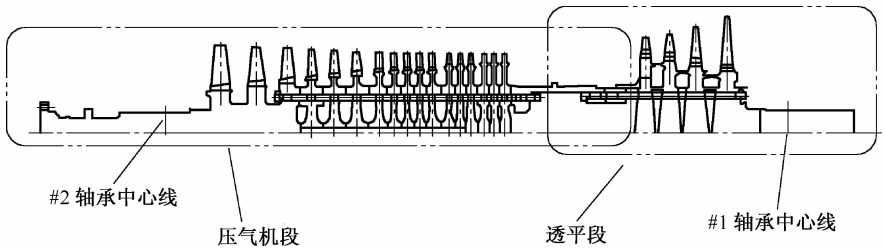


图 3-66　燃气轮机转子构造示意图

（二）压气机主轴

未装叶片的压气机转子组件包括压气机主轴和 14 个压气机轮盘，如图 3-67 所示。轮盘进行了精加工和钻孔，然后用 12 根拉杆螺栓将轮盘与压气机轴固定在一起。各轮盘之间通过小圆柱传递转矩，如图 3-68 所示。压气机主轴前端的联轴器靠背轮与蒸汽轮机高中压转子上的联轴器靠背轮相匹配。靠近主轴前端的推力盘两面均与推力轴承配合集成，以限制转子的前后轴向位移。在压气机第 1 级动叶根部的轮盘上设有进气侧平衡面，可通过加装平衡块来进行动、静平衡的调整。

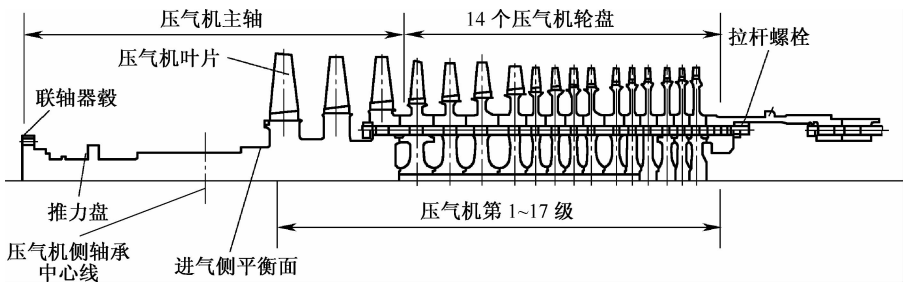


图 3-67　压气机转子组件

（三）压气机动叶

压气机转子组件有 17 级动叶片，它们将入口空气加压，以给燃烧室提供设定流量和压力的压缩空气。压气机叶片由不锈钢制成，可抑制所有振动模式。“燕尾”式叶根设计为抑制切向振型。关于燕尾形的布置，如图 3-69 所示。压气机动叶均采用了易换装叶根结构，叶片用键固定在主轴上，使得在不影响其他级的情况下能拆卸任一级。

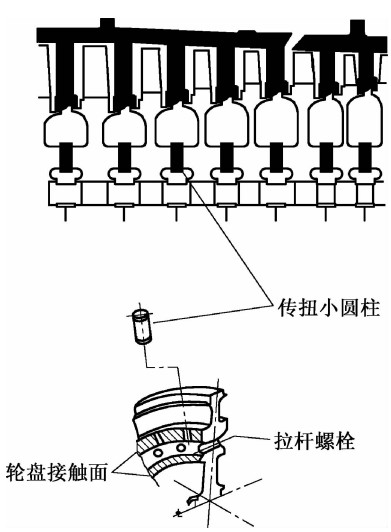


图 3-68　压气机轮盘间转矩的传递

（四）透平主轴

透平主轴包括 4 个轮盘和一根转矩管，用专用的 12 根拉杆螺栓固定在一起，如图 3-70 所示。轮盘之间的接合采用曲齿联接——通过接合面周围的径向间隔齿连接传递转矩（见图 3-71）。轮盘的一侧为沙漏形齿，而与其啮合面的齿为桶形。当部件用螺栓固定在一起时，曲齿联接器啮合。齿的形式很简单，但精度高，轮盘-轮盘的连接有足够的弹性以适应级-级间

的温差。在转矩管和透平第4级动叶根部的轮盘上分别设有中间平衡面和排气侧平衡面，可通过加装平衡块来进行动、静平衡的调整。

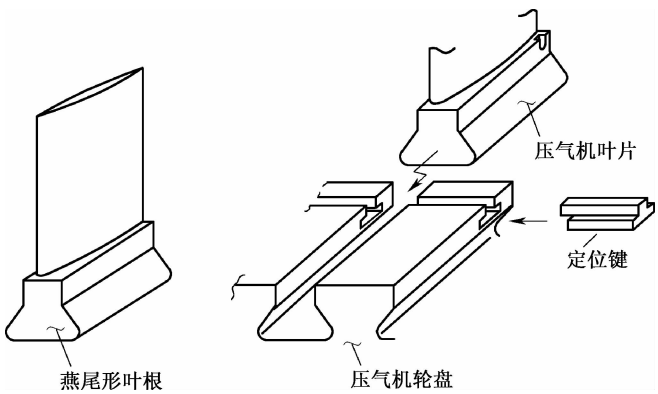


图3-69　压气机叶片安装图

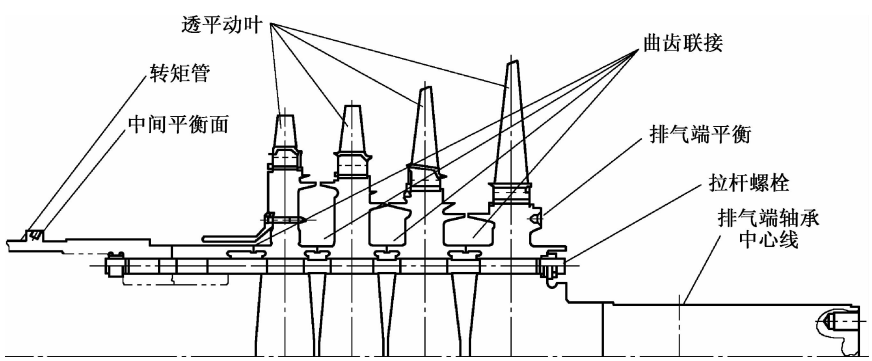


图3-70　透平转子组件

转矩管是空心的圆筒，它有下列功能：①作为压气机轴和透平轴之间的转矩传递；②引导冷却空气送至透平轮盘。

（五）透平动叶

透平动叶由耐高温合金材料浇铸而成。其中，第1、2级透平动叶还采用热障涂层。透平动叶均采用枞树形叶根，轴向插入轮盘，由轮盘中的相对应的叶根齿支承。叶片可以单个分别拆卸，可在不吊出转子的情况下检查所有动叶片。

叶片从第1级到第4级尺寸逐渐增大，当气体流过每一级时，压力和温度都降低。由于压力降低，需要增大环形面积容纳气体流量，因此，叶片尺寸需逐渐增大。

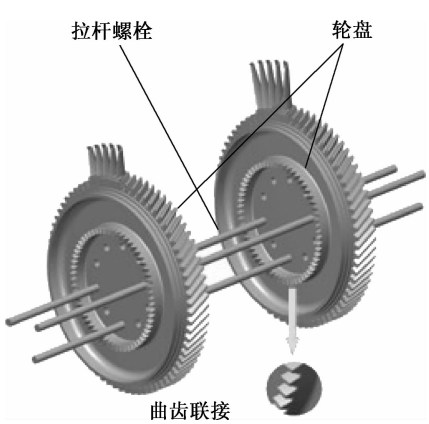


图3-71　透平轮盘间转矩的传递

叶片根部和轮盘边缘通过进气和排气侧板将热烟气隔离，进气侧板形成一个环形的空气增压室，该系统接收来自转子内部的经过过滤的冷却空气，并将该空气轴向导入动叶片根部

从而进入动叶片（见图 3-75），来实现对前三级透平动叶的冷却，其余的冷却空气通过第 4 级叶片的排气侧板中的孔排出。

第 1、2、3 级动叶片有一系列的冷却孔（见图 3-72 ~ 图 3-74），冷却空气通过这些孔实现对叶片的冷却，最后将冷却空气排放到气流中。

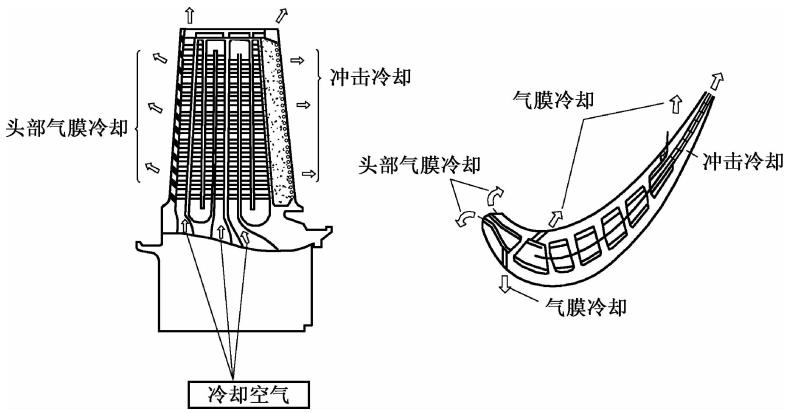


图 3-72　透平第 1 级动叶冷却结构

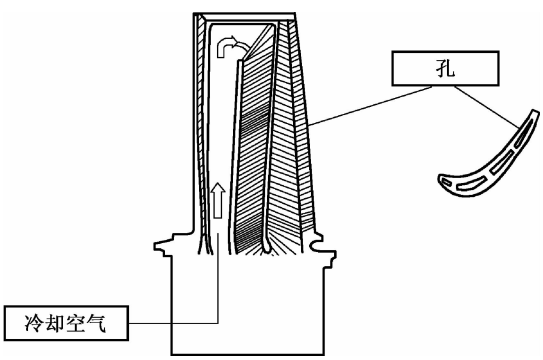


图 3-73　透平第 2 级动叶冷却结构

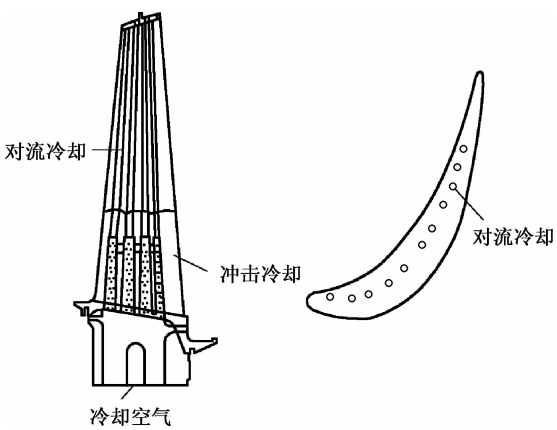


图 3-74　透平第 3 级动叶冷却结构

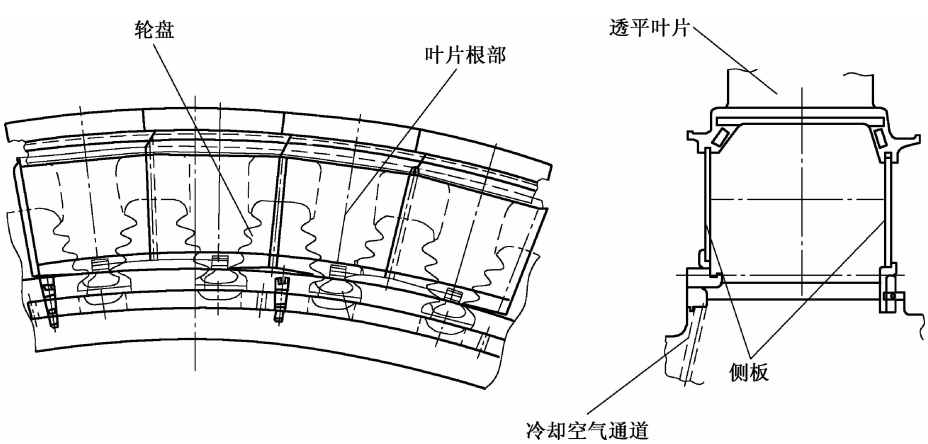


图 3-75　叶片根部冷却空气通道

（六）转子的冷却

透平转子必须冷却，以保持适当的金属工作温度，提高透平的使用寿命。冷却方式是使用一定压力的冷却空气来冷却。压气机出口的部分空气先经过冷却和过滤，然后返回到转子心部。冷却空气通过透平转子轮盘中轴向的孔冷却各级轮盘，并将该空气导入叶片根部和轮槽，所有的透平转子轮盘齿和透平动叶根部能被直接冷却。冷却空气最后通过第 4 级叶片的排气侧板的孔排出，同时部分冷却空气从第 1、2、3 级齿面处分流至冷却叶片的冷却孔，空气通过叶片孔，排放到排气流通道。

（七）转子的平衡

在主轴装叶片之前，透平主轴和压气机主轴应分别进行静态和动态平衡。在压气机和透平主轴组装成整个转子后，再次进行静态和动态平衡。每个叶片均进行力矩称量和合理配置，以保持主轴适当的平衡。共有三个平衡面可以加平衡块，这些面可在现场进行平衡。

（八）叶片的重装

所有的叶片均进行称量或力矩称量，并做好记录。叶片的配置和安装要使它们在主轴中的残余不平衡量降到最低限度。因此，所有的叶片必须以初始的顺序重新安装，必须保持相同的残余不平衡量。当更换或安装一套新叶片时，需要进行叶片排序布置，需要事先确定新叶片的安装顺序，以维持其残余不平衡量。

第四节　燃气轮机运行和维护

一、燃气轮机的启动

燃气轮机的启动是一个比较复杂的过程。在机组启动之前，需要有一系列准备工作，并要求各种辅助设备预先处于正常工作状态。此外，还需要为机组加装一套启动动力源，以备在启动初始阶段带动机组旋转。鉴于机组的功率和用途不同，燃气轮机可以采用直流电动机、交流电动机、内燃机乃至高压空气作为启动动力源，启动机的功率大约是主机功率的 2% ~5% 。

（一）燃气轮机的启动过程及特点

1. *启动过程*

单个燃气轮机具有快速启停的特点，一般来说，燃气轮机的启动过程可划分为三个阶段：

（1）第一阶段，又称冷态加速阶段

在这个阶段中，由启动机把燃气轮机转子带动到允许向燃烧室喷入燃料点火的转速。所需要的能量主要是用来加速机组的转子，并克服轴承的摩擦力。通常，机组的点火转速大约等于额定转速的 20% 左右。

（2）第二阶段，又称热加速阶段

这个阶段是从机组开始点火的瞬间起，一直到启动机把机组转子增速到脱扣转速为止。通常脱扣转速大约为额定转速的 50% ~70% 左右。当机组达到脱扣转速时，透平发出的功率不仅能够带动压气机工作，克服工作摩擦阻力，而且还能有剩余功率出现，此后机组就可以不再需要启动动力源的帮助而使转子继续加速上去，那么此时就允许启动机与机组转子脱扣并停止工作。同时，在这个阶段，机组从冷态被逐渐加热到一定程度，因而又可以称为是

暖机阶段。根据机组结构形式的不同，为了避免在机体中产生过大的热应力，应该对第二阶段的时间进行必要的控制或设定一定的暖机时间和暖机燃料量。

（3）第三阶段，又称继续热加速阶段

在这个阶段中，启动机已经退出工作，机组将全靠透平发出的剩余功率来使转子继续升速，直到空载转速为止。这时机组将进一步加热。为了避免发生过大的热应力，也可以对这个阶段的持续时间进行必要的控制。

2. 启动特点

通常希望机组的启动时间尽可能短些。对于轻型结构的燃气轮机来说，气缸壁较薄、转子尺寸小，容易加热，温度场比较均匀，不会产生过大的热应力，因而启动时间可以做到很短。但是，对于固定式燃气轮机来说，气缸壁一般比较厚，转子尺寸大，需要较长时间加热，否则机体的温度场不均匀，会引起很大的热应力。因此启动时间稍微偏长，一般在10min 以上。

现代燃气轮机具有快速启动和快速加减负荷的特点，因此使得联合循环机组可以做到启动时间短，具有适应负荷快速变化的能力。当然，与之相配套的余热锅炉和蒸汽轮机就必须采取一些相应的措施，以满足联合循环快速启动的需要。虽然燃气轮机可以快速启动，但就联合循环电厂（特别是单轴布置的联合循环电厂）来说，整套机组启动受余热锅炉、蒸汽轮机热膨胀等各方面的条件限制，需要启动时间比理论会更长一些。就目前单轴布置的 F 级燃气-蒸汽联合循环机组来说，从启动到空载转速，大约为 30min。

另外，目前燃气轮机及其联合循环机组的启停，很大程度上已经实现了自动控制，操作人员的手动干预已大大降低，但是对整个的自动操作过程的监控还是必需。燃气轮机及其联合循环机组的启动可以实现远程自动控制，也可以通过设在集控室控制台上的按钮来启动或停机。

（二）启动过程中注意事项

1. 防止喘振

由压气机的特性曲线（见图 3-76）可知，在低转速时，压气机的喘振裕度比较小，即工作点离喘振边界线比较接近。同时，在低转速情况下，透平前的燃气温度 T_3^* 过高的话，就会使机组的平衡运行点超越压气机的喘振边界线，致使压气机进入喘振工况。一般来说，压缩比越高的压气机，在低转速工况下就越容易进入喘振工况，因而当这种机组启动时，对燃气温度 T_3^* 的限制就越大。

为了确保启动过程的安全可靠，避免压气机发生喘振现象。目前大型燃气轮机都设置了进口可调导叶（IGV）和防喘放气阀。在启动过程中关小 IGV 减少压气机所消耗的功率，同时打开防喘放气阀改善压气机叶片通道的通流条件，提高压气机的振边界线，从而达到防止压气机发生喘振的目的。

2. 热悬挂

一般来说，“热悬挂”发生在启动机脱扣之后。它的表现形式是，启动机脱扣后，机组转速停止上升，运行声响异常。倘若继续增大燃料供给量，燃气透平的前温 T_3^* 随之升高，但机组转速却不能上升，甚至反而呈现下降的趋势，最终导致启动失败。

产生热悬挂现象的主要原因：启动过程曲线过于靠近压气机的喘振边界（见图 3-76）。同时从图 3-77 所示中可以看到，当启动机脱扣后，机组的剩余转矩 M_{ex}明显减小。如果在脱扣前操作不当，燃料量增加得过快，T_3^* 就会比预定的数据高，致使机组的运行点趋向于喘

振边界，压气机就有可能发生失速现象，压气机效率 η_y^* 下降，压气机所需的转矩 M_c 增大。因而，当启动机脱扣后，M_{ex}有可能变为零，转子就会停止升速，机组就像被“挂”住了似的。这就是“热悬挂”现象。

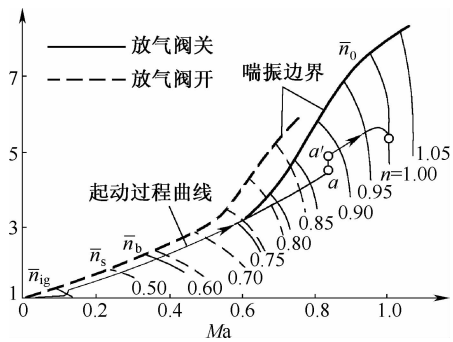


图 3-76　电站单轴燃气轮机的启动过程曲线

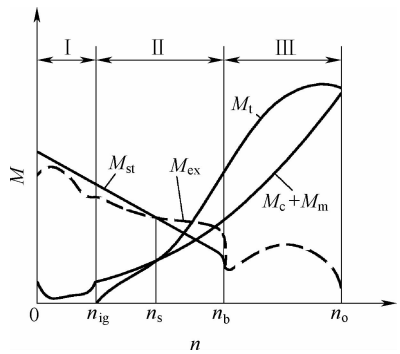


图 3-77　单轴燃气轮机在正常启动过程中转矩的变化关系

在出现热悬挂现象后，即使继续增加燃料量也将无补于事。因为燃料量的增加，会进一步升高 T_3^*。透平产生的转矩 M_t 虽略有增大，但机组的运行点将更趋向于喘振边界。压气机的效率进一步降低，致使 M_c 增加得要比 M_t 快，那时剩余转矩 M_{ex}会变为负值，机组的转速就会下降，最终使启动失败。

目前大型燃气轮机的燃料都采用自动控制方式，而且当透平产生的转矩 M_t 远大于压气机所需的转矩 M_c 后才脱扣，有效防止了热悬挂的发生。

（三）M701F3 燃气轮机启动介绍

由燃气轮机启动特点可知：联合循环主设备燃气轮机的启动，受余热锅炉、蒸汽轮机等各方面的条件影响。以下仅以惠州 LNG 电厂单轴布置的联合循环机组为例对 M701F3 型燃气轮机的启动过程做简要介绍。

1. *启动前的检查*

确认各相关的辅助系统——电气系统、燃气系统、压缩空气系统、循环水系统、闭式冷却水系统、润滑油及盘车系统、发电机氢气及密封油系统、控制油系统、凝结水系统、辅助蒸汽系统、轴封系统、真空系统、汽水取样系统、给水系统等运行正常；确认所有控制阀/电动阀/气动阀门等，都处于正常运行和自动模式位置。

2. *启动*

静止变频器（Static Frequency Converter，SFC）向发电机提供频率可调的电流，此时发电机作为同步电动机使用，拖动整个轴系转动；IGV 由全关 0% 到半开 39.4%；中压、低压防喘放气阀开启，HP 保持关闭；三台 TCA 冷却风扇启动正常；盘车装置正常脱扣，盘车电动机在机组转速约 50r/min 时自动停运，盘车装置供油阀在 300r/min 时自动关闭。

3. *吹扫*

目的：吹扫透平、燃气轮机尾部烟道内可能存在的可燃气体，防止在点火时发生爆燃现象。吹扫转速为 700r/min，时间约为 550s。

4. *降速点火*

机组转速降到约 590r/min；安全油压建立，燃气通风阀关闭，主燃料及值班燃料截止

阀开启；#8、#9 燃烧器中的点火器投入运行，主燃料及值班燃料压力调节阀、流量调节阀开启，开始点火；10s 之内#18、#19 燃烧器上的火焰探测器均检测到火焰，点火成功，点火器退出，否则跳闸。

5. 升速

点火后，燃气轮机透平和 SFC 的共同作用使整个轴系开始升速；720r/min 顶轴油泵停止；升速速率约 135（r/min）/min，其间透平做功逐渐增大，SFC 做功逐渐减小；当机组转速达 2745r/min 时，检查 IGV 由 50% 开度关闭至 0% 开度；转速 2815r/min 时，低压防喘放气阀关闭；延时 5s，中压防喘放气阀关闭。

6. SFC 脱扣

到达自持转速，燃气轮机轴系仅靠透平做功就可加速时，SFC 退出，此时转速约为 2170r/min。

7. 3000r/min 定速

转速达到 3000r/min，燃气轮机升速过程完成：“额定转速”（RTD SPEED）指示灯亮；控制燃料量的 CSO 指令由 FLCSO（燃气轮机在升速过程中的燃料量）变为 GVCSO（转速控制模式决定的燃料量）。

8. 并网

机组达 3000r/min 并且具备并网条件后，得到电网调度的同意后可以进行并网操作使机组并网发电。并网后，燃气轮机并网带初始负荷为 20MW。

9. 自动负荷调节投入（“ALR ON”状态），升负荷

并网后投入机组至“ALR ON”状态，机组会自动升负荷至暖机负荷，并维持暖机负荷不变以等待蒸汽轮机进汽条件的满足。

10. 暖机

根据蒸汽轮机的状态不同，机组分为不同的状态，暖机负荷也各不相同。控制系统会自动根据高压缸进口金属温度来判断蒸汽轮机启动模式，从而自动选择不同的暖机负荷。

11. 蒸汽轮机进汽

经过暖机后，蒸汽轮机具备进汽条件后，蒸汽轮机高、中压调门程序开启，蒸汽轮机进蒸汽。

12. 升负荷至 200MW 启动完成

二、燃气轮机的运行维护

为了保证燃气轮机的安全运行，运行操作人员需要特别注意机组的运行情况：

1）要建立设备的常规例行操作检查规范，并要记录运行数据。

2）如发现运行期间有任何异常情况发生，因找出原因，并立即采取必要的对策。

对于燃气轮机机组，操作人员除了严格按照各种规范进行检查和操作外，还应该对各种数据进行对比分析，找出与先前运行数据的偏差或不合理之处。这点是非常重要的，有助于及时发现各种问题及异常。

（一）初次启动的检查

对于新安装的或大修过的燃气轮机及其联合循环机组，初次启动前和启动过程中需要特别在以下方面进行仔细检查和确认。

1. 启动前

1）确保所有管道和烟道干净无异物，所有接头均固定牢靠。

2）确认所有管道，尤其是油系统的管道，已正确冲洗。

3）各辅助设备、备用设备和紧急设备都运行或备用正常。

4）控制设备和机械保护系统的运行和设置正常，各种仪表显示正常，各种保护已投入且运行正常。

2. 高盘吹扫阶段

1）仔细倾听机组的摩擦声，如果存在持续的异常噪声则立即停机。

2）检查轴承排油温度和轴承金属温度，确保轴承部分的润滑油温升不超过31℃。

3）用振动测试设备，彻底检查机组振动情况，将得到的振动数据记录下来供以后进行比较。

4）如果气体检测器检测到排气管道中有可燃气体，冷拖运行必须一直持续到报警清除为止。

3. 点火时

检查燃料管和燃料喷嘴周围的区域是否泄漏，尤其是要检查燃料喷嘴至燃烧器盖和包括喷嘴法兰在内的燃料管的法兰接头是否泄漏。

4. 额定转速运行时

1）连续检查振动，听有无异声。

2）检查确认各温度测点温度正常。

（二）运行期间的检查

对于经常调峰启停或带基本负荷运行的燃气轮机及其联合循环机组，在机组启动的不同阶段及带负荷运行期间也必须进行相关的检查和确认。

1. 启动期间要注意以下几点

1）机组的加速是否平稳，无升速中断、波动、漂移等。

2）叶片通道温度、排气温度以及它们的温度偏差是否上升过大。

3）轴承油压、轴承排油温度和轴承金属温度是否正常。

4）轮盘腔室温度是否正常。

5）振动水平是否正常。

6）点火后是否成功升速。

7）记录运行数据，与先前的运行数据进行比较，检查是否有变化。

8）如果启动期间熄火，要进行充分的冷却吹扫运行。

2. 启动期间对以下阶段要进行单独检查

1）启动阶段，各辅助设备是否已经运行，防喘放气阀位置显示正常。

2）点火阶段，着火时间与先前运行相比有无差别，如果发现时间太长，则应停机处理；

3）升速期间，叶片通道温度是否正常，SFC 自动脱扣时转子速度与预先设定值有无差别。

4）额定转速，低压和中压抽气阀关闭后，各防喘放气阀位置显示是否正常；“额定转速”显示是否正常。

5）并网期间，同步是否是在发电机的转速和电压基本没有变化的情况下平稳完成的。

3. 带负荷运行期间例行检查和记录

燃气轮机及其联合循环机组带正常负荷并在温度、振动等稳定的情况下连续运行期间，也必须随时注意检查以下参数并记录相关的数据：发电机的输出功率、电压和电流；叶片通道温度的偏差和绝对值；排气温度的偏差和绝对值；轮盘腔室温度；轴承排油温度；轴承金属温度；轴承供油压力和温度；振动；控制信号输出（即 CSO 系列）；转速；燃气供给压力和温度等。并通过对比，确保记录的运行数据与先前的运行数据或标准值之间没有重大差异。

同时，在现场需要进行以下检查确认：

1）没有部件发生漏气。

2）没有出现异常噪声。

3）保温没有损坏。

4）润滑油系统和控制油系统没有发生漏油。

5）气体燃料系统没有泄漏。

6）各辅助设备正常运行。

（三）紧急情况的处理

燃气轮机及其联合循环机组运行发生任何紧急情况时，运行操作人员应该严格按照相关的规程及制度及时处理。一般来说，当发生严重影响机组安全运行或可能导致人身事故的紧急情况时，操作员应尽快将设备停机进行检查，找出问题的原因，采用正确的方法处理。

以下简要介绍燃气轮机运行期间可能出现紧急情况及处理方法，对于联合循环机组典型的故障及处理方法见本书第七章相关部分。

1. 燃气轮机罩壳发生火灾

燃气轮机罩壳内设置了惰性气体消防系统，用于防止燃气轮机罩壳内设备火灾。当消防系统检测到火灾时，燃气轮机及其联合循环机组应停机，燃气轮机罩壳的防火挡板立即关闭，罩壳风机停运，惰性气体灭火系统启动，喷出惰性气体灭火。

灭火后，应仔细检查受损零部件，同时必须调查火灾原因。将惰性气体气瓶重新充气，恢复消防系统正常后，再重新启动机组。再次启动时，要注意倾听转子的摩擦声。

2. 油系统泄漏

设备运行期间，无论是润滑油系统漏油还是控制油系统漏油，都必须立即采取措施。首先，要将设备漏油部分的螺栓和螺母之类的紧固件进一步拧紧，同时进行补油。如果仍然大量漏油，且无法控制，应将机组停机，然后采取必要的措施。

3. 燃料泄漏

如果燃料供给管线发生燃料泄漏，要立即采取措施防止燃料进一步泄漏。无法堵漏或者隔离泄漏区域的，应该将受影响的燃气轮机及其联合循环机组立即停机。

4. 振动过大

虽然燃气轮机设有轴振过大报警和跳闸系统作为自动保护系统。但是运行操作人员也要经常密切注意振动水平，并与机组过去的记录数据进行比较。

机组所有的机械运行变化都可以通过振动来体现。叶片通道温度不稳定升高或下降、轴承温度升高、转子与气缸之间的磨蚀都会直接或间接地影响振动。振动还会随速度和负荷的

变化而变化。

因为影响振动的因素很多，必须从具体的现象中查找振动原因。如果振动程度加剧不突然，也未伴有负荷和速度变化，则建议检查原因或收集相关数据进行分析。

5. 压气机喘振

机组带负荷运行期间，允许在规定的范围内低频运行。当燃气轮机转速下降到规定的低频工作范围后，燃气轮机可能出现压气机喘振，尤其是在环境温度和负荷运行工况较高时更是如此。

当压气机发生喘振时，燃气轮机必须立即停机。停机后盘车运行时，必须仔细检查燃气轮机的摩擦噪声或有无其他异常。

在下一次启动前，需要检查螺栓和螺母是否松动，包括设备周围的基础螺栓，并要密切注意第一次启动期间燃气轮机的振动特性。

燃气轮机及其联合循环机组紧急停机后，除了找出停机的原因外，最重要的措施是在滑停期间保证润滑油系统继续稳定提供润滑油，除非有火灾风险的情况以外。一旦转子完全停下来，在允许盘车的条件下，必须立即开始盘车运行。

（四）报警的处理

发生报警时或机组由透平控制系统跳闸时，需要尽快找出问题的原因，使得对机组的损坏最小化。发生报警时，运行操作人员应知道必须采取相应的对策作为补救，并立即决定是否将设备停机。

如果无法确定问题原因或者纠正措施不明，就有必要停机。但是，如果在采集必要的数据进行分析之前机组已经停机，原因的判定就更为困难。因此，如果出现的不是致命或者严重的问题，应先考虑采取降低负荷以获得必要的数据供以后分析。

发现或发生异常时，及时记下与之有关的运行数据，运行数据记录有助于找出问题的原因。

三、燃气轮机的停机

燃气轮机的停机是指发电机从带负荷的正常运行状态转到静止状态的过程。停机的过程实质上是燃气轮机各个金属部件的冷却过程。燃气轮机的停机方式有：正常停机、自动保护停机、紧急停机。

对于联合循环机组，如果安排了周期性检查或维修工作，并考虑到检修前加快对蒸汽轮机和余热锅炉的冷却，专门设有检修停机模式，见本书第七章联合循环机组启停部分相关内容。

（一）正常停机

正常停机是指接到电网命令或运行中发现影响正常运行的故障，但尚不需要采取紧急停机时，而采用的停机方法。正常停机一般采用在停机过程中逐步减少燃料量，直到低负荷时才切断燃料，降低透平转速，停机并回到待机状态。

根据机组条件与运行需求，M701F3 型燃气轮机及其联合循环机组可以选择机组自动启停控制系统（Automatic Power Plant Startup and Shutdown System，APS）的 APS 自动停机、APS 半自动停机或手动停机三种方式。

1. APS 自动停机

在 APS 自动停机方式控制下，机组将自动执行停机程序，检查项目与手动停机相同。

2. APS 半自动停机

在 APS 半自动方式控制下，机组将自动执行断点程序，但需在停机程序的断点进行手动确认，检查项目与手动停机相同。停机程序断点依次有：燃气轮机停止断点、余热锅炉停止断点、真空破坏断点、循环水系统停止断点。

3. 手动停机

正常运行中，一般都采用手动停机方式：确认机组停机准备工作完成后，选择“NORMAL STOP”并执行。

1）机组从当前负荷按照预定的速率 18MW/min 下降至 200MW。检查：IGV 随着机组负荷的下降应逐渐关小直至全关；燃烧室旁路阀随着机组负荷的下降应逐渐开大。

2）机组负荷降到 20MW 后，自动解列。解列后，机组进入全速空载运行。

3）燃气轮机冷却运行 5min 后自动跳闸，检查燃气轮机熄火、燃料截止阀关闭、转速下降的情况。在惰走期间，注意倾听机组各部分声音应正常，各缸差胀、轴向位移、轴承金属温度、振动、润滑油温等参数应正常。

4）机组转速降至 500r/min，主燃料压力控制阀 A、B，值班燃料压力控制阀分别打开 90%、40%、90% 开度，维持 90s 以排尽燃料压力控制阀和流量控制阀之间的燃气。

5）机组转速为零后，检查机组投入连续盘车运行，盘车电流应正常。

6）燃气轮机停机后，检查燃气轮机冷却吹扫空气系统应投入运行：吹扫空气截止门和吹扫空气供给门应打开，吹扫空气疏水门应关闭。

7）燃气轮机停机 1h 后，检查 TCA 三台冷却风机应自动停运。

8）从燃气轮机打闸起，1.5h 内严禁再次启动。

4. 停机过程中的注意事项

记录机组停机的惰走时间，并和其他运行参数一起与以前数据进行比较是非常重要的。惰走时间的长短能直接反映机组的状况，正常惰走时间约为 30min 左右，惰走时间应不小于 20min。如惰走时间变长，应检查主汽系统有无内漏。如惰走时间变短，应检查轴承工作情况及留意机组的动静摩擦。

停机过程中，应该重点注意检查以下事项：

1）机组降负荷、降速是否平稳，没有中断、波动、偏差等。

2）监视叶片通道和排气温度及温度偏差。

3）监视各轴承的油压、回油温度、金属温度、振动。

4）监视燃气轮机轮盘间隙温度。

5）程序执行是否有异常，各阀门开关状态是否正确。

6）就地检查盘车是否成功啮合。

（二）自动保护停机

在运行中，控制系统检测到某些可能危及机组安全运行的因素时，自动切除燃料供给，机组迅速停机的一种停机方式，就是自动保护停机。自动保护停机后的处理同正常停机。

（三）紧急停机

在运行中，发现某些危及人身、设备安全运行的因素时，立即手动切除机组燃料供给，迅速停机的过程，就是紧急停机。紧急停机除燃料切除时间不同和停机速度快慢不同外，其他过程与正常停机过程相同。

（四）停机后的保养

1. 防止猫拱背

机组停机后，燃气轮机的热通道仍然保持较高温度，由于自然对流作用，高温空气向上流动，低温空气向下流动，导致燃气轮机上半缸金属温度大于下半缸温度，随着时间的推移，上下缸温差增大，燃气轮机形成“猫拱背”现象（见图 3-78）。如果上下缸温差超过一定值将危及机组安全运行。为避免上述现象，燃气轮机设置有空气冷却吹扫机制，当机组停运转速降至 300r/min 时，空气冷却吹扫投入运行，持续 16h。所以每当燃气轮机停运后，需留意冷却吹扫空气投入运行的情况。

燃气轮机冷却吹扫空气运行因故无法进行时，可采用高速盘车，降低燃气轮机热通道部件温度，防止“猫拱背”变形过大。

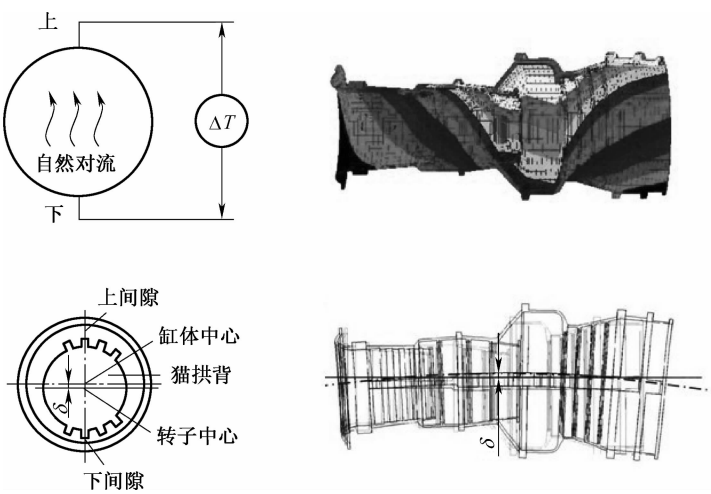


图 3-78　燃气轮机发生“猫拱背”示意图

2. 避免椭圆形变形的影响

燃气轮机停机后，由于快速冷却，导致压气机出口静叶环快速冷却收缩，由于出口静叶环在上下缸分界面处较厚，导致整个静叶环收缩不均，发生椭圆形变形，如图 3-79 所示。将导致燃气轮机转子在压气机出口气缸中分面处间隙缩小，可能发生摩擦。为避免摩擦发生，当快速冷却收缩完成后方允许启机，因此，限定燃气轮机停运 1.5h 内禁止再次启动机组。

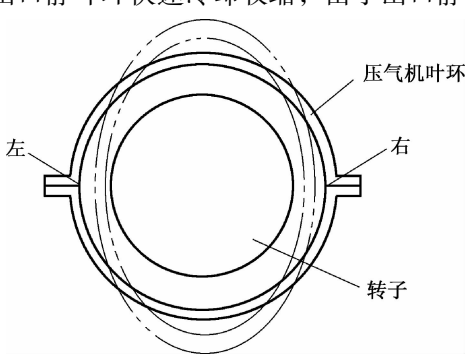


图 3-79　椭圆形变形示意图

3. 长期停机保养

机组停运超过两周，应关闭流量计入口隔离球阀，将燃气流量计入口隔离球阀到燃气截止阀前的管道内置换成氮气，并保持管道内压力不低于 0.1MPa。

机组长期停运后不能马上进行水洗。燃气轮机长期停止运行后，进行离线清洗前，需要进行几次带负荷运行以防止万一冷却空气管道中有锈进入燃气轮机。

（五）高速盘车

燃气轮机停机后，由 SFC 带动机组升速至 710r/min 左右，维持该转速运行，此操作称为高速盘车。

1. 高速盘车的作用

高速盘车最主要的作用，是能起到快速冷却的目的，具体表现在：

1）缩短燃气轮机检修等候时间，燃气轮机停机后，通过高速盘车，可由自然冷却的 72h 缩短到约 10h。

2）高速盘车还可以有效对余热锅炉进行降温，缩短余热锅炉检修的等候时间。

3）机组停运后，如吹扫空气不能正常投入运行，上下缸温差大，造成缸体变形，动静间隙因此变小，高速盘车可以使冷却更均匀，保证动静间隙在允许范围内，为再次启动做好准备。

机组启动时，若点火失败，燃气轮机将跳机，这种情况下，机组重新启动前应高速盘车运行一段时间，对燃气轮机进行吹扫，以排净排气管道中可能的残余燃气。

机组检修完毕或长期停机后，在重新启动前需高速盘车运行，以检查启动装置是否工作正常，燃气轮机各部件是否完好。

燃气轮机水洗时采用高速盘车可加强燃气轮机内水流冲击，使水洗达到更好的效果，并且水洗完成后，采用高速盘车将燃气轮机吹干。

2. 高速盘车限制条件

高速盘车限制主要是受燃气轮机缸体温度和压气机缸椭圆形变形的影响。

1）燃气轮机熄火后 1.5h 内，由于压气机缸体的冷却收缩不同发生椭圆变形，可能发生动静接触，所以禁止高速盘车，因此燃气轮机熄火 1.5h 后，方可进行高速盘车。

2）高速盘车启动的缸温差限制：燃气轮机透平上下缸温差 <110℃；燃兼压缸上下缸温差 <65℃。

3）高速盘车的最大连续运行时间必须限制在下列规定值之内，防止因为压气机内缸的椭圆形变形而产生摩擦：轮间温度最高值 ≥220℃ 时，高速盘车最大运行时间为 3min；155℃ ≤轮间温度最高值 <220℃，高速盘车最大运行时间为 5min；轮间温度最高值 <155℃ 时，高速盘车可连续运行。

另外，如果燃气轮机在运行中跳闸，在没有查出具体原因消除缺陷前，禁止投入高速盘车。

3. 停机后高速盘车冷却投入原则

为了满足设备检修要求，如果停机后需要进行高速盘车冷却，除了遵循高速盘车的限制条件外，可参照以下原则执行：

1）燃气轮机在熄火后 1.5h 内，不能高速盘车。因为这时压气机已经产生椭圆形变形，动静间隙减小，系统会禁止启动高速盘车防止动静磨擦。

2）燃气轮机熄火后 1.5 ~ 6h 之间，如果确认缸体金属温差在允许范围内，机组可以投入高速盘车。

3）机组在停机后 6 ~ 30h 之间如果冷却吹扫空气未正常投运，启动前要进行高速盘车冷却。因为在这一时间段不投入冷却扫吹空气且不进行高速盘车，透平的上下缸温差将超过标准值。

4）停机约 30h 后，即使没有投过高速盘车，燃气轮机仍可以再次启动，因为通过自然

冷却，上下缸温差已经降低到规定值以内了。

5）如果燃气轮机运行中跳闸，在没有查出具体原因之前，禁止投入高速盘车并需检查：惰走时间是否超过20min；跳闸前后的轴振动变化趋势，和原来的数据作比较；记录盘车电动机的电流，和历史数据作比较；惰走或盘车时倾听透平内部是否有异响。

4. 典型高速盘车冷却步骤

图3-80所示为典型高速盘车冷却步骤，可知：

1）在燃气轮机熄火后1.5h后第一次高速盘车冷却，间隔1h后再执行第二次高速盘车冷却，间隔1h后再执行第三次高速盘车冷却。

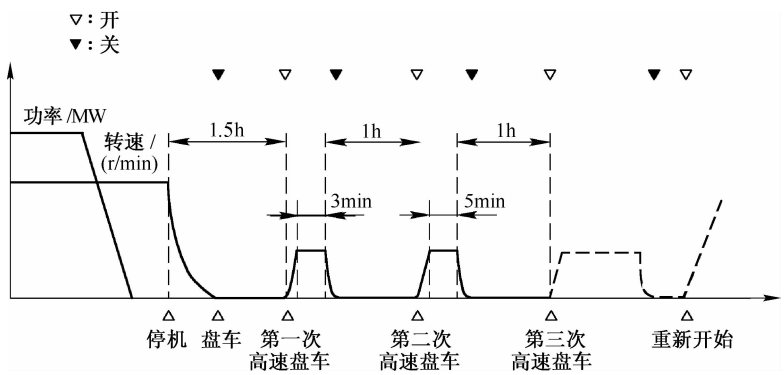


图3-80　标准的高速盘车冷却过程

2）第一次和第二次高速盘车的冷却的时间为3min和5min，第三次高速盘车冷却时间由缸温决定。

在投入高速盘车冷却运行时监测下列参数：轮盘间隙温度，燃烧器缸体上下缸温差，透平上下缸温差，轴振动，轴承回油温度，润滑油供油温度和压力，启动设备电流和温度。

高速盘车冷却后，符合下列条件，可以检修燃气轮机：

1）停止盘车，最大轮盘间隙温度＜95℃。

2）检查燃气轮机内部，最大轮盘间隙温度＜80℃。

四、燃气轮机的检修

燃气轮机长期在高温、高旋转的状态下运行，机组经常启停，并经历负荷调节、甩负荷以及跳闸等工况，机组的主辅机设备和相关系统的性能将逐渐下降，特别是燃气轮机的高温部件。当部件的寿命期满时，必须用新零件更换，这就需要有计划地进行定期的检修和维护，以确保设备安全的运行，取得机组的最大可用率和最佳的维修费用。

（一）影响维修的因素

一般来说，对于连续带负荷运行的燃气轮机及其联合循环机组，氧化腐蚀和蠕变是影响机组寿命的主要因素；对于调峰负荷运行的燃气轮机及其联合循环机组，热力机械疲劳是影响机组寿命的主要因素。

对于燃气轮机的检修，检修的类型和检修的时间间隔是根据电厂的运行因数来决定的。影响检修周期的运行因素主要有：燃料的种类和质量、启动频度、负荷循环、环境、启动时间、维护方法等。

1. 燃料的类型与质量

不同的燃料，其成分和特性各部相同，燃料类型对部件寿命的影响与燃烧过程中释放的辐射能量和雾化液体燃料的能力有关。天然气不需要雾化，其辐射能最低，因而部件寿命较长，而原油和重油具有较高的辐射能量，较难雾化，这导致部件寿命较短。

气体燃料中的凝结物将会造成对透平的严重破坏，燃料中的污染物也会影响维修需求和维修间隔。气体燃料中的污染物会侵蚀或者腐蚀控制阀与燃料喷嘴，喷嘴阻塞、结渣会导致透平进口段温度差距变大，因而使透平叶片损坏。有的燃料污染物还会引起高温部件受腐蚀的问题。为了保证燃料中不含污染物，燃料处理系统与分离器必须按照需要进行检查与保养，以防止杂质颗粒，可凝结物及污染物进入燃料系统。

2. 启动频度

高温部件寿命降低的一个重要原因是在燃气轮机启动与停机期间发生的热冲击。控制系统的设计和调整必须使这种影响降低到最低的程度。需要频繁启动与停止的燃气轮机与在基本负荷下持续工作的机组相比，其部件的寿命会短一些。

3. 负荷循环

假如不需要频繁、剧烈的负荷变化，燃气轮机在达到连续额定负荷以前一直保持正常的负荷变化，则对部件的寿命基本上没有什么影响。当需要快速、频繁的负荷变化时，其对机组部件寿命的影响类似频繁启动与停止的影响。

4. 环境

燃气轮机进气的条件，如果空气是磨蚀性的或者腐蚀性的，则对维修有重大影响。如果是磨蚀性的空气，为了减少或消除这种情况，应该特别注意进口过滤器系统的设计。如果是腐蚀性空气，应该特别注意进口的结构并采用适当的材料和防护涂层。

5. 启动时间

常规设计的启动时间应使瞬态热应力最小化和使部件寿命最大化。如果机组具有应急启动能力，那么部件的寿命会被每次应急启动额外消耗掉。

6. 维护方法

某些部件（如燃料喷嘴）的维护不良会导致燃烧室、透平动叶叶片和透平静叶叶片等的过早损坏。良好的预防性保养计划将减少总的维修费用并获得很高的可靠性。

（二）等效运行小时数

燃气轮机部件的维修要求和部件寿命的预测根据运行条件的不同有所不同。为了将变化的运行条件纳入考虑，因而要计算等效运行小时数（Equivalent Operating Hour，EOH）。

EOH 分为两类——EOH（1）、EOH（2），分别针对第一、二类热通道部件（Hot Gas Path Parts，HGPP）。第一类 HGPP，主要有：燃烧室火焰筒、过渡段、联焰管、燃料喷嘴、第 1 级透平静叶及动叶、第 1 级分隔环等，此类部件承受较高的温度、较大的应力。第二类 HGPP，主要有：第 2 ~ 4 级透平静叶及动叶、第 2 ~ 4 级分割环等，温度与应力稍稍降低。因此，EOH（1）比较重要，是研究检修周期的着眼点。

1. 等效运行小时的计算方法

$$\text{EOH}(1)\text{或 EOH}(2) = (\text{AOH} + AE)F$$

式中，EOH(1)——第一类 HGPP 的等效运行小时(h)；

EOH(2)——第二类 HGPP 的等效运行小时(h)；

AOH——实际运行小时(h)；

E——正常停机(仅适用第二类 HGPP)、甩负荷、跳闸和快速负荷变化的等效次数；

A——正常停机(仅适用第二类 HGPP)、甩负荷、跳闸和快速负荷变化的校正系数；

F——燃料系数，气体燃料燃烧时为 1.0，液体燃料与双燃料燃烧时为 1.25。

其中，正常停机、甩负荷、跳闸与快速负荷变化的等效次数为

$$E = N + \sum_{i=1}^{B} \mathrm{LR}_i + \sum_{i=1}^{C} \mathrm{T}_i + \sum_{i=1}^{D} \mathrm{LC}_i$$

式中，N——正常停机的实际次数(仅适用于第二类 HGPP)；

B——甩负荷的次数；

LR_i——甩负荷的校正系数(见图 3-81)；

C——跳闸的次数；

T_i——跳闸次数的校正系数(见图 3-82)；

D——快速负荷变化的次数；

LC_i——快速负荷变化的校正系数(见图 3-83)。

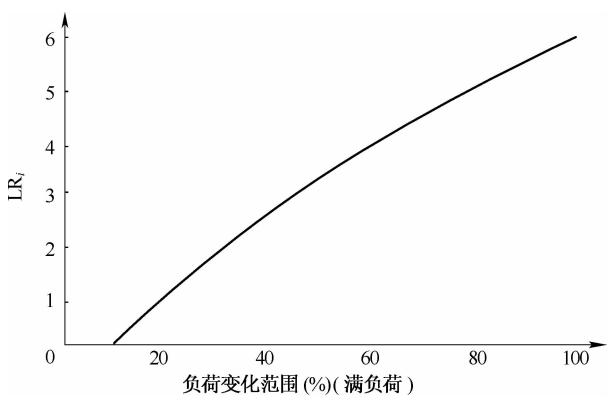


图 3-81　甩负荷的校正系数曲线

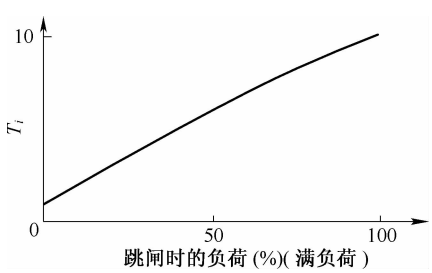


图 3-82　跳闸次数的校正系数曲线

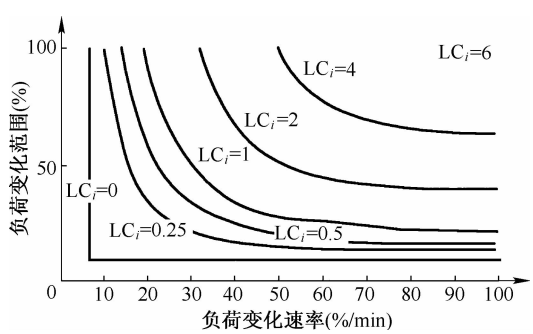


图 3-83　快速负荷变化的校正系数曲线

注意，每次正常停机与随后的启动，还有每次跳闸及随后的启动都看作为一组，因而在计算正常停机次数和跳闸次数时分别计作一次。

2. 计算原理

EOH，是根据实际的运行小时和为了考虑周期效应对等效启动次数所作校正来确定的。

周期效应分成以下四类：①正常停机的实际次数；②甩负荷的次数；③跳闸次数；④快速负荷变化的次数。

EOH 按照相应燃料类型定义，在考虑到运行时采用不同负荷量的情况下对等效启/停次数、甩负荷次数、跳闸次数和快速负荷变化的次数进行校正。

（1）校正系数 A

这是一个将启动次数转换为等效运行小时的系数。这就意味着一个具有正常停机的空载运行周期，每个周期大约要消耗高温部件的寿命大约 20h。点火时会产生最大的压缩应变。另一方面停机时会产生最大的拉伸应变。因此，此系数是由单一组件的时间常数所决定的。

（2）校正系数 LR_i

这是一个将甩负荷次数转换为等效启动次数的系数。这个系数的含义是，高温部件寿命的消耗比正常停机快 6 倍。确定该系数时是考虑满负荷运转时甩负荷，至冷却运行时停机，应该被认为是一次“跳闸”。部分甩负荷的系数可以用图 3-81 所示的甩负荷的校正系数曲线加以估计。

（3）校正系数 T_i

这是一个将跳闸次数转换为等效启动次数的系数。这个系数的意思是如果燃气轮机在满负荷的 100% 处跳闸，其寿命消耗比正常停机快 10 倍。该系数是根据任何负荷运行下跳闸的瞬时应力分析所确定的。

（4）校正系数 LC_i

燃气轮机的运行可以跟随电网的频率变化适应 ±5% 的瞬时负荷变化。这样的负荷变化是可以接受的，不会影响高温部件的寿命。当不可避免的形势导致非常快速与大幅度的负荷变化时，应该应用图 3-83 所示的 LC_i 系数来估计它们对高温部件的影响。当负荷变化的速度不超过 8%/min，负荷变化范围不超过满负荷的 10% 时，这种情况应视为“正常启动”。甩负荷的校正系数是根据瞬态应力分析来确定。

在决定高温部件的寿命时，EOH 还考虑了运行条件。操作员要计算燃气轮机的 EOH，以便可以在适当的时候安排计划，维修并确保部件的寿命还没有到期，这一点是极为重要的。

（三）热部件的使用寿命

燃气轮机热通道部件为强制性进一出一（row in-row out）式备件，即整体将热通道部件拆卸并送至专业修理厂进行维护，现场用新部件或修理件来代替。热部件的使用寿命是建立在 EOH 的基础上的，表 3-6 列出了 M701F3 型燃气轮机热通道部件预期使用寿命。

表 3-6　M701F3 型燃气轮机热通道部件预期使用寿命

部　　件	预期使用寿命
燃烧室火焰筒	24000 EOH（1）或 1600 次启动，以先到者为准
过渡段	24000 EOH（1）或 1600 次启动，以先到者为准
联焰管	24000 EOH（1）或 1600 次启动，以先到者为准
燃料喷嘴	50000 EOH（1）或 1800 次启动，以先到者为准

（续）

部　　件	预期使用寿命
第 1 级透平静叶	50000 EOH（1）或 1800 次启动，以先到者为准
第 1 级透平动叶	50000 EOH（1）或 1800 次启动，以先到者为准
第 1 级分割环	50000 EOH（1）或 1800 次启动，以先到者为准
第 2 级透平静叶	50000 EOH（2）
第 3 级透平静叶	80000 EOH（2）
第 4 级透平静叶	100000 EOH（2）
第 2 级透平动叶	50000 EOH（2）
第 3 级透平动叶	50000 EOH（2）
第 4 级透平动叶	100000 EOH（2）
第 2 级分割环	50000 EOH（2）
第 3 级分割环	80000 EOH（2）
第 4 级分割环	100000 EOH（2）

（四）计划检查与维护周期

燃气轮机的部件维修周期也是建立在 EOH 的基础上的。制订检查与维修大纲时，应根据电厂预期的作业形式再按实际运转情况作少量的调整。燃气轮机的检修有四种不同的类型：运转检修、燃烧室部分检修、透平部分检修和大修检修。

热通道部件分为燃烧室和透平两部分，根据 M701F3 型燃气轮机用户手册，M701F3 型燃气轮机燃烧室检修（C 检）间隔为 8000EOH（1）或 300 次启动之先到者；透平检修（T 检）间隔为 16000EOH（1）或 600 次启动之先到者；大修（M 检）间隔为 48000EOH（1）或 1800 次启动之先到者，如图 3-84 所示。

图 3-84　M701F3 型燃气轮机检修周期图

1. 运转检修

应该对设备的任何部分根据需要在电厂发电的同时，每天、每周或每月进行运转检查与维修。这些检查与维修应按电厂的运行状况和/或日常工作加以变化。负责维护的人员应一直关心运行状况和运行特性的趋势。

通常，通过分析结果，或者研究日常观察到的运行参数，或者一段时期内对趋势的分析，来确定需要进行的维修活动。这些参数包括了在高温燃气通道区域监控的温度等级，振动幅度的趋势和性能退化的情况。这些参数的变化必须要让操作员和维修人员查得到，以便

决定要采取的适当的措施。这些参数持续发生变化，最终可能导致强制停机，因此监视运行参数是非常重要的。

2. 燃烧室部分检修

执行燃烧室部分的检修（即燃烧室检修）是检查燃烧室部件、燃料喷嘴、燃烧室旋流组件、联焰管、点火器和火焰筒。这项检修需要较短的电厂停机时间。检修是通过拆除燃烧室后进行的。在原位置上目视检查第 1 级透平静叶和第 4 级透平动叶，按照需要修理、更换或修补燃烧室部件。按照要求做好记录，记录每个部件的状况，进行过的任何修理。这些记录对于将来检查与维修的计划都是必不可少的。

3. 透平部分检修

进行透平部分的检修（即透平检修）是为了检查燃气轮机高温气体通道的所有部件，这也包括上文所述的燃烧室部分的检修。检修包括拆除透平气缸盖和燃烧室部分，但是不用起吊转子。所有的高温部件必须拆除，并依照检查程序小心地进行外观检查、尺寸校核和/或无损探伤（Non-Destructive Testing，NDT）等检查。在这种检修中不检查轴承。燃烧室和透平的部件应该根据需要进行修理、更换或者修补。

4. 大修检查

大修是指通过拆除所有的缸盖并将燃气轮机转子吊出后对燃气轮机的所有组件进行检查。大修期间检查以下各个项目：

1）包括压气机和透平动叶在内的所有转子部件；

2）压气机和透平叶轮；

3）支承轴承；

4）列入燃烧室部件检修范围的所有部件；

5）列入透平部件检修范围的所有部件；

6）在大修期间也要检查相关的辅助设备、控制器和仪器仪表。

根据需要修理、更换和/或修补所有组件、部件和系统，以确保下一个检修期以前的安全运行。

第五节　燃气轮机的控制

一、M701F3 型燃气轮机控制系统概述

M701F3 型燃气轮机控制系统总体结构如图 3-85 所示。

DCS 操作员站和就地操作员站是用于监控和操作电厂设备的人机接口，具有生产过程画面及实时数据显示、操作窗口显示及实时操作、实时及历史趋势显示、报警显示、报表制作及显示和事件追忆等功能。

工程师维护站用于控制系统配置、组态和维护，可实现逻辑组态、画面组态、文档组态和操作面板组态等功能。

历史数据站能周期性地采集机组各参数的实时数据，并存储、管理大量的历史数据和外部设备，如打印机等。

M701F3 型燃气轮机的 DCS 采用日本三菱公司 Diasys Netmation 过程控制系统，其中燃气轮机部分的控制主要由透平控制系统（Turbine Control System，TCS）、透平保护系统

（Turbine Protection System，TPS）和高级燃烧压力波动监视系统（Advanced Combustion Pressure Fluctuation Monitor，ACPFM）组成。

M701F3 型燃气轮机的控制系统采用双冗余结构，在机组从启动到满负荷运行的各个阶段，若处于控制状态的微处理器发生故障，控制系统能无扰动地切换到备用的微处理器。

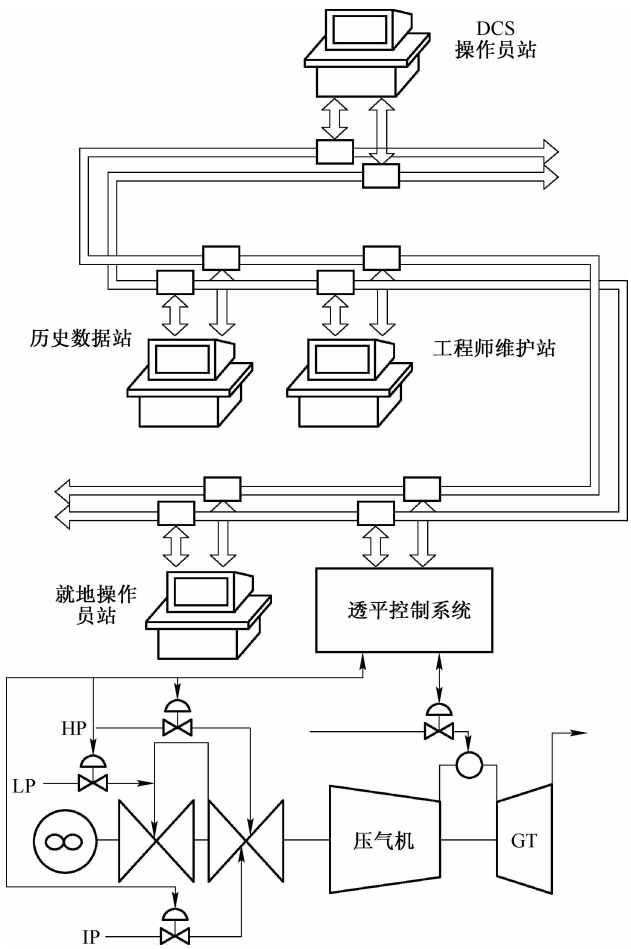


图 3-85　M701F3 型燃气轮机控制系统总体结构

二、TCS 系统控制功能介绍

燃气轮机主控系统的功能是连续调节燃料量，以满足燃气轮机各运行阶段的需要。M701F3 型燃气轮机主控系统主要具有如下控制功能：自动负荷调节（ALR 方式）、转速控制（GOVERNOR 方式）、负荷控制（LOAD LIMIT 方式）、温度控制、燃料限制控制、燃料分配控制、燃料压力控制、燃气温度控制、进口导叶（IGV）控制和燃烧室旁路阀控制，具体原理框图如图 3-86 所示。

（一）最小选择器

M701F3 型燃气轮机的主控系统借鉴了美国通用电气（GE）公司的燃气轮机控制思路，采用了最小选择器，但是其进入最小选择器的输入信号与美国通用电气（GE）公司的燃气轮机有很大的不同，如图 3-87、图 3-88 所示。

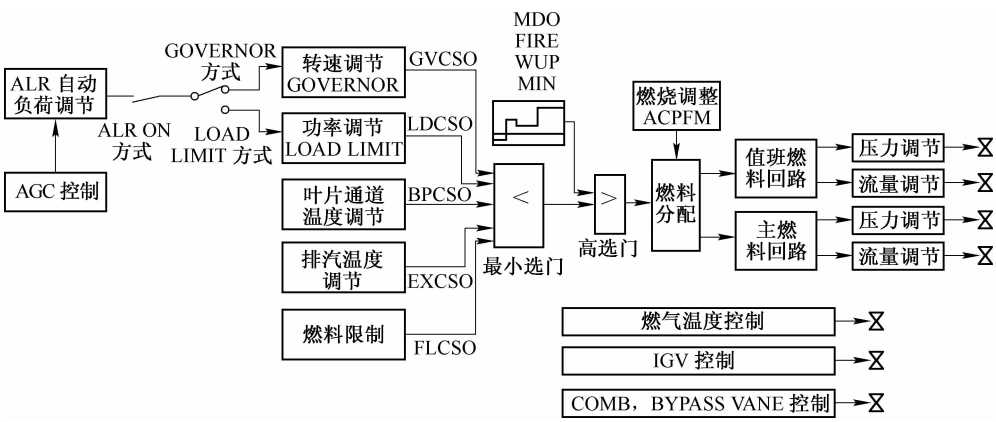
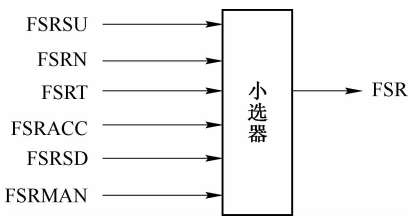
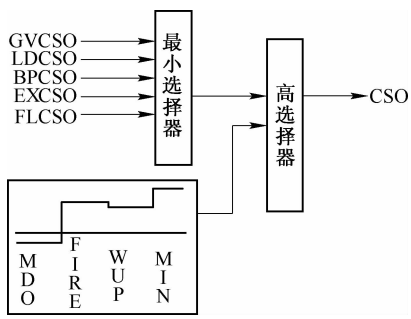


图 3-86　M701F3 型燃气轮机主控系统框图



FSRSU：启动控制燃料信号
FSRN：转速控制燃料信号
FSRT：温度控制燃料信号
FSRACC：加速度控制燃料信号
FSRSD：停机控制燃料信号
FSRMAN：手动控制燃料信号

图 3-87　美国 GE 公司 9FA 型燃气轮机最小选择器控制框图



GVCSO：转速控制燃料信号
LDCSO：负荷控制燃料信号
BPCSO：叶片通道温度控制燃料信号
EXCSO：排气温度控制燃料信号
FLCSO：燃料限制控制燃料信号

图 3-88　M701F3 型燃气轮机最小选择器控制框图

M701F3 型燃气轮机主控系统设置了 5 个燃料控制信号，分别代表不同的控制方式。上述 5 个燃料控制信号同时进入最小选择器，选出最小值作为输出。因此，虽然任何时刻 5 个燃料控制信号各自都有输出，但只有 1 种控制方式的燃料控制信号有可能进入实际燃料控制系统，这样就保证了 5 种控制方式的协同配合。

除此之外，最小选择器的输出还必须通过一个高选择器，该高选门的输出才作为该时刻实际执行用的燃气轮机燃料控制信号（CSO 指令）。

高选择器的限制值将自动根据燃气轮机所处的状态更换，燃气轮机的四个状态及对应控制要求分别如下：

1）MDO　点火之前，确保燃料阀门关闭严密。

2）FIRE　点火阶段，维持燃料流量以保证可靠点燃。

3）WUP　暖机升速阶段，维持燃料流量，防止火焰熄灭，并足以预热及加速至额定转速。

4）MIN　加速后快达到额定转速时及机组带负荷运行阶段，维持最低的燃料流量以防止火焰在瞬变操作期间熄灭。

高选择器的作用是防止 CSO 的值过分降低，而导致机组在变工况期间燃料不足熄火。例如，在最极端的例子中，机组突然甩全部负荷，燃气轮机控制系统回路要把 CSO 信号迅速降低，而高选择器的最小 CSO 给定值则确保了避免熄火的最小燃料流量值。

燃气轮机运行各阶段的控制方式如图 3-89 所示。燃气轮机点火前 CSO = －5%，使燃料阀严密关闭。燃气轮机点火时，CSO 为 FIRE 阶段的最小 CSO，以保证能够可靠点燃。点火后一段时间内，CSO 等于暖机升速阶段的 WUP，保证燃气轮机在升速阶段的燃烧稳定，此

时燃气轮机转速不受控制，在 CSO≈15% 的燃料量及 SFC 产生的合力矩作用下自由加速。当转速至一定值时（约 1110r/min），FLCSO 将开始大于暖机升速阶段的最小 CSO，使 CSO = FLCSO。此后，由于 FLCSO 是直接由燃气轮机转速决定的，因此不管 SFC 力矩或阻力矩是否改变，即使在 SFC 脱扣或 IGV 在 2745r/min 快速全关时，燃气轮机均以设定的每分钟 135r/min 升速率升至额定转速；在接近额定转速时，GVCSO 将小于 FLCSO，通过最小选择器使 CSO = GVCSO，燃气轮机开始进入空载和同期的调速阶段，直到并网带负荷。并网后若选择负荷控制方式则 CSO = LDCSO，若选择转速控制方式则 CSO = GVCSO。机组高负荷运行时将进入温度控制方式，则 CSO = BPCSO 或 CSO = EXCSO。

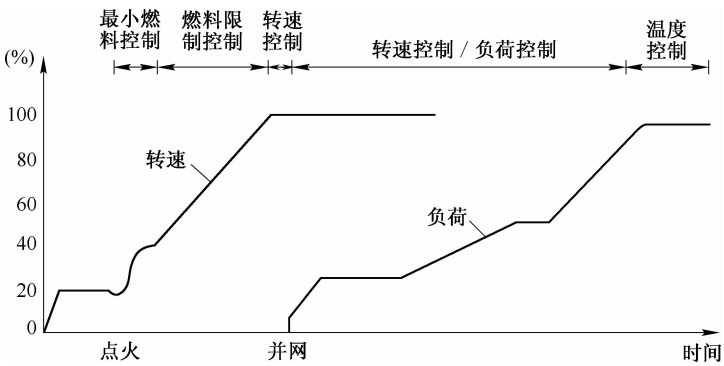


图 3-89　M701F3 型燃气轮机主控系统与工况关系

（二）自动负荷调节

转速控制方式和负荷控制方式均可接收 ALR 的指令信号。在 ALR ON 方式下，ALR 的输出作为机组功率设定值送到转速控制方式和负荷控制方式回路。在 ALR ON 方式下，机组负荷是闭环无差调节的，燃气轮机控制器自动改变转速设定值或负荷设定值（运行方式选转速控制或者负荷控制）。在机组没有进入温度控制模式的前提下，若机组实际负荷比 ALR 功率设定值低，则自动增加转速控制方式的设定值或负荷控制方式的设定值；若机组实际负荷比 ALR 目标功率设定值高，则自动降低转速控制方式的设定值或负荷控制方式的设定值。在 ALR ON 方式下，机组还有“AGC OFF”和“AGC ON”两种运行方式。在“AGC OFF”方式下，ALR 目标功率可以手动给定或根据机组工况自动给定。在“AGC ON”方式下，ALR 目标功率跟踪中调 EMS 来的目标负荷指令信号，也就是 AGC 控制方式。

（三）转速控制

M701F3 型燃气轮机转速控制采用纯比例控制回路进行转速自动调节，调节函数的修改可通过修改逻辑中满负荷燃料信号、空载燃料信号和不等率的设定值来实现。

转速控制方式的控制逻辑简图如图 3-90 所示。由图 3-90 所示可得转速控制方式的设定值 GVCSO 的计算式和参考值 SPREF 的计算式：

$$GVCSO = (SPSET + 100 - SPEED/30) \times GV\ GAIN + NO\ LOAD\ CSO$$

$$SPREF = (SPSET + 100) \times 30$$

式中，NO LOAD CSO——M701F 型燃气轮机的空载燃料信号，设定值为 35.1%；

GV GAIN——调速器增益，在假设满负荷燃料信号为 83%、空载燃料信号为 35.1%、不等率为 4% 基础上得来，即 GV GAIN = (83% − 35.1%)/4 = 11.975%。

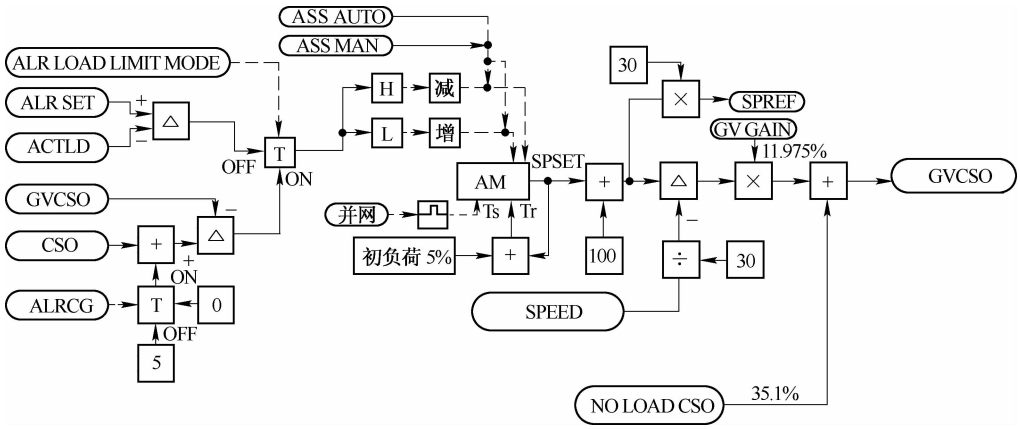


图 3-90　M701F3 型燃气轮机转速控制逻辑简图

转速控制方式具有 5 个功能，具体如下。

1. 额定转速控制

在机组并网前，额定转速下进行自动同期调节或发电机并网前空载的转速控制。转速控制设定值可通过手动增减转速按钮或通过同期装置来调整，简化后的逻辑如图 3-90 所示的上半部分。

在点火及升速阶段有：

逻辑中恒定 SPSET = 0. 266，可得转速控制参考值 SPREF = 3008r/min。

升速过程中 GVCSO 的变化过程为

转速 < 2845r/min，GVCSO = 100%（GVCSO 最大值限定为 100%）；

转速 > 2845r/min，GVCSO 开始减小。

当机组升至额定转速时，GVCSO 经最小选择器后输出，燃气轮机转为转速控制方式。在转速控制方式下，机组转速将自动调整至 3008r/min 左右。

若操作员投入自动同期装置，则自动同期装置会根据同步并网的要求增减 SPSET 设定值，从而改变机组转速，满足发电机同期条件。

若需对机组进行转速调节，则可通过手动增减速按钮改变转速控制参考值和 GVCSO，从而改变机组转速。

2. 初始负荷控制

在机组并网瞬间，转速控制方式调节 GVCSO，使机组带上 5% 的初始负荷，简化后的逻辑如图 3-90 所示中间部分。

机组并网后发一短时脉冲信号，使跟踪信号 $T_s = 1$，SPSET、SPREF、GVCSO 随即突变为 5% 负荷对应的数值。由于燃料成分、环境参数、系统频率等条件不同，机组并网瞬间实际对应的负荷可能略有差别，但基本在 20MW 左右。并网后，根据具体选择的控制方式，燃气轮机将在相应方式控制下开始升负荷。

3. 控制负荷

并网后，若机组在转速控制方式下运行，机组的负荷是通过改变转速设定值 SPSET 来

控制的。转速设置 3000r/min 时为 0MW，转速设置 3120r/min 时为额定负荷（不等率为 4%），这与纯液调机组通过改变同步器来改变机组负荷是相似的。

在 ALR ON 方式下，SPSET 是由 ALR 的负荷设定值 ALR SET 与机组实际功率信号比较后得出，由此计算得出的 GVCSO 使机组实际负荷始终等于 ALR SET，机组负荷为闭环无差调节。

在 ALR OFF 方模式下，SPSET 将根据操作员的手动增减指令而改变，由此计算得出的 GVCSO 将使机组带上对应负荷。

4. 一次调频

并网后采用转速控制来改变机组负荷，机组转速跟随电网频率，这时机组是在进行一次调频。根据 GVCSO 的计算公式，当电网频率升高时，GVCSO 变小，机组负荷降低；当电网频率降低时，GVCSO 变大，机组负荷升高。机组负荷与电网频率呈图 3-91 所示直线 *MN* 的斜率比例关系（不等率为 4%）。只要不等率不变，对应不同的机组负荷，直线是平移的，即机组负荷与电网频率关系线的斜率是不变的，如直线 *FJ*。

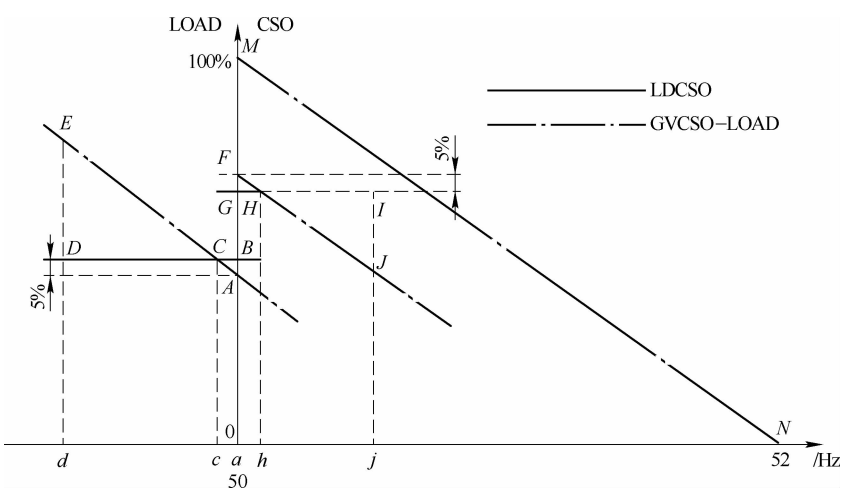


图 3-91　频率变化与转速控制、负荷控制关系图

假设燃气轮机运行在 100% 转速和 100% 负荷的点 *M*，电网频率由 50Hz 快速地增加到 52Hz，即燃气轮机转速由 3000r/min 增加到 3120r/min，燃气轮机负荷将会由 100% 下降到 0%，如图 3-91 所示的点 *N*。

5. 在负荷控制方式下的跟踪功能

当选择 ALR ON 和负荷控制方式时，转速控制方式处于跟踪状态。此时，燃气轮机主控系统会自动调整 SPSET，以使 GVCSO 等于 CSO 加上 5% 偏置值，确保电网频率快速上升时，转速控制方式会参与调频，使机组负荷下降，同时也能避免燃气轮机超速。

如图 3-91 所示，假设燃气轮机在负荷控制模式下运行在点 *G*，则点 *F* 的 GVCSO = CSO +5%。如果频率在短时间内由 *a* 变化到 *j*，在 *a* 至 *h* 间，燃气轮机在负荷控制方式作用下从点 *G* 运行至点 *H*，CSO 和负荷保持不变，但 GVCSO 逐渐减小；在 *h* 至 *j* 间，GVCSO 减少超过 5%，燃气轮机转为转速控制方式，CSO（此时 CSO = GVCSO）和负荷沿调速控制直线 *FJ* 降低，燃气轮机随之从点 *H* 逐渐运行到点 *J*。如果频率稳定在 *j*，因为 ALR 的负荷设定值仍

为点 G 对应的负荷，则燃气轮机 CSO 和负荷将按一定的速率逐渐地从点 J 增加到点 I，使燃气轮机负荷回到经过点 G 的负荷控制直线 GHI 上，燃气轮机负荷与 ALR 目标负荷恢复一致。

当电网频率下降时，根据 GVCSO 的计算公式，处于跟踪状态的 GVCSO 只会增加，燃气轮机就不会切换到转速控制方式，这时机组是没有一次调频功能的。

（四）负荷控制

负荷控制方式为闭环无差调节，适用于带负荷运行工况下的负荷控制，与转速控制互斥。机组并网后，若不是负荷控制方式就是转速控制方式。图 3-92 所示为简化后的负荷控制逻辑图，分析该图可知负荷控制主要具有 3 个功能。

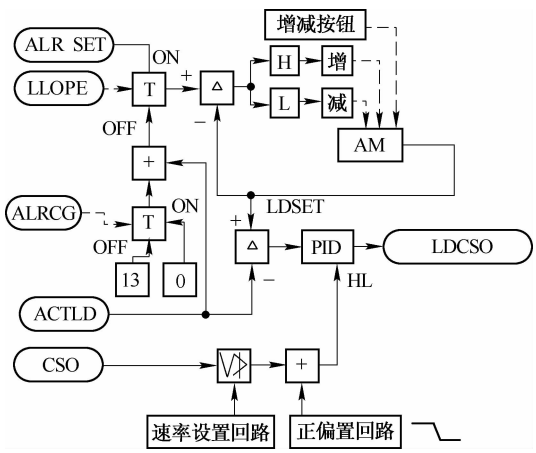


图 3-92 M701F 型燃气轮机负荷控制逻辑简图

1. 控制负荷

并网后，若机组在负荷控制方式下运行，机组的负荷是通过改变负荷设定值 LDSET 来控制的。

在 ALR ON 方式下，LDSET 以 ALR 的负荷设定值 ALR SET 为目标值变化。当 LDSET – ALR SET < –0.2 时，LDSET 就增加；当 LDSET – ALR SET > 0.2 时，LDSET 就减小。始终控制 LDSET 与 ALR SET 的偏差值在 0.2 以内。LDSET 与实际负荷的差值输入比例积分模块，计算得实时的负荷控制信号 LDCSO，实现负荷的闭环无差调节。

在 ALR OFF 方式下，LDSET 根据手动按钮指令信号改变。

2. 负荷限制功能

图 3-92 所示的速率设置回路作用是限制 CSO 的增加速率，防止燃气轮机在高负荷时因负荷升得过快而超温。在燃气轮机负荷达到最大限值（由压气机入口空气温度来决定）的 90% 时，速率设置回路对 CSO 的增加速率进行限制，防止燃气轮机超温。这是因为机组升至高负荷时，由于余热锅炉的热惯性，蒸汽轮机的负荷需等待一定时间后才会逐渐上升至对应值，如果此时不限制 CSO 增加速率，则燃气轮机负荷将超过正常值，易造成超温。

速率设置回路的具体设定如下：

1）并网前，CSO 升速率无限制。

2）当燃气轮机负荷低于 90% 最大负荷时，CSO 升速率为 5%/min。

3）当燃气轮机负荷高于 90% 最大负荷时，CSO 升速率为 0.4%/min。

3. 在转速控制方式下的跟踪功能

当选择 ALR ON 和转速控制方式时，负荷控制方式处于跟踪状态。此时，燃气轮机主控系统会自动调整 LDSET = 实际负荷 + 13MW，以使 LDCSO = CSO + 5% 正偏置值。如此设置的目的是确保电网频率快速下降时，控制方式会转为负荷控制方式，从而限制负荷的快速增加，维持负荷恒定，不再参与调频，直到频率稳定下来之后，机组再缓慢升负荷至调频要求的负荷值。

由图 3-91 所示可知，假设燃气轮机在转速控制方式下运行在点 A，则点 B 的 LDCSO = CSO + 5%。如果频率快速地由 a 变化到 d，运行点将由 A 到 C 再到 D。在 a 至 c 区间，燃气

轮机在转速控制方式作用下从点 A 运行至点 C，期间 GVCSO 逐渐增大至接近 LDCSO。在 c 至 d 间 GVCSO 增加超过 5%，燃气轮机转为负荷控制方式，机组负荷不再变化。如果频率保持在点 d，负荷将由点 D 按一定的速率逐渐增加到调频要求的点 E。在从 c 到 d 间，负荷控制方式限制了频率突降时负荷瞬间增加的幅度。

（五）温度控制

燃气轮机温度控制的主要作用是限制最大燃料量，以保证在启动阶段和带负荷时燃气轮机透平入口烟温在安全范围内，防止超温运行对燃气轮机热通道部件的损坏。

一般情况下，燃气轮机透平入口烟温 T_3 越高，燃气轮机的功率和效率越高，因此希望机组在尽可能高的 T_3 下安全运行。燃气轮机运行时，透平叶轮和叶片均在高温下高速转动，需承受高温和巨大的离心力。随温度的升高，材料强度将明显降低，同时限于制造工艺和为了追求高性能参数，燃气轮机叶轮、叶片等热通道部件的强度余量不会很大。如果 T_3 超出了安全极限，会使透平热通道部件寿命大为降低，甚至造成热通道部件烧毁、断裂等严重事故，对燃气轮机的安全运行造成严重威胁。因此在燃气轮机运行过程中必须严格监控 T_3 的变化，保证 T_3 不超过限定值。

重型燃气轮机的温度 T_3 都非常高，M701F3 型燃气轮机的 T_3 就高达 1400℃左右。如此高的温度不可能直接用热电偶测量，只能采用测量燃气轮机排烟温度 T_4（600℃左右），再用近似公式计算来间接获得的方法。

燃气轮机运行时，T_4 和 T_3 的变化趋势是相同的，T_4 远低于 T_3，而且 T_4 的温度场也因燃气经过透平做功后有所混合而比较均匀，所以 T_4 便于测量和控制。温度控制系统实际上就是通过对燃气轮机排烟温度 T_4 的测量和控制来达到控制燃气轮机入口烟温的目的。燃气轮机透平入口烟温、排烟温度、入口压力、排烟压力间的关系式为

$$T_3 = T_4\left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

式中，T_3——透平入口烟温；

T_4——透平排烟温度；

p_3——透平入口压力，可认为与燃烧器壳压力或压气机出口压力相等；

p_4——透平排烟压力；

k——烟气绝热指数。

根据上式，为使 T_3 为常数，排气温度 T_4 和燃烧器壳压力之间有一条关系曲线，这就是燃气轮机温控基准线。燃气轮机在不超出温控基准线以上的范围内运行都是安全的。

美国 GE 公司的燃气轮机是针对排气温度 T_4 进行控制的。为了提高温控的可靠性，M701F3 型燃气轮机则采取了两类温度控制，叶片通道温度（Blade Path Temperature，BPT）控制和透平排气温度（Exhaust Temperature，EXT）控制，各自对应的温控基准线如图 3-93 所示。叶片通道温度反应灵敏，只要燃料量增加，叶片通道温度将立即上升。透平排气温度则较为准确，但反应不灵敏，有一定的滞后性。两种控制方式互补，可确保燃气透平不超温。

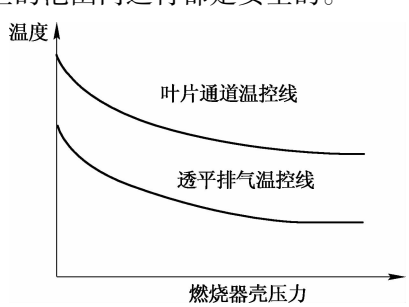


图 3-93　M701F3 型燃气轮机温控基准线

叶片通道温度测量点安装在透平末级动叶下游通道处，共有 20 个热电偶测量点，环型均匀布置。透平排气温度测量点安装在透平排气通道处，由于该处烟气充分混合，故只需设置 6 个热电偶测量点，也为环型均匀布置。

M701F3 型燃气轮机温度控制按图 3-94 所示的逻辑设定的两组曲线进行，启动温控线用于机组并网前的温度控制，基础温控线用于正常负荷调节的温度控制，两组曲线自动切换。

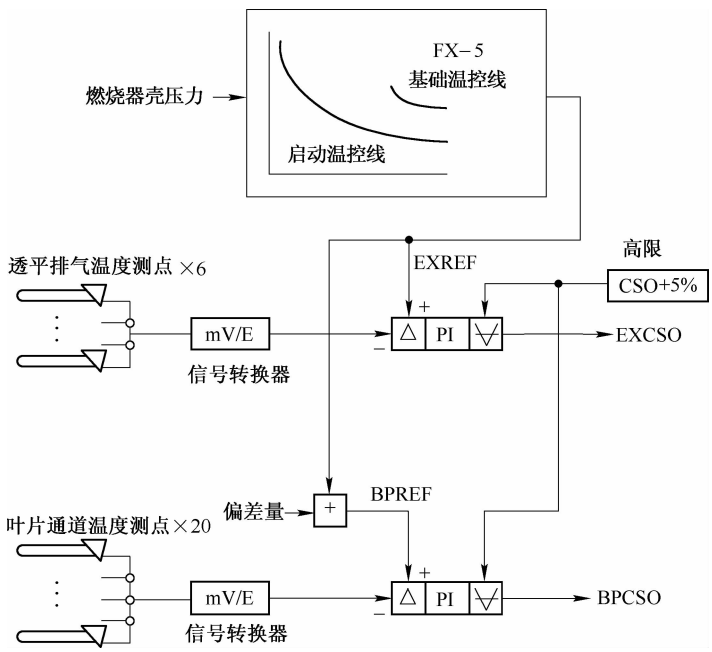


图 3-94　M701F3 型燃气轮机温度控制逻辑图

根据温度控制逻辑图，燃烧器壳压力作为温控基准线函数 FX-5 的输入，FX-5 的输出则做为透平排气温度 T_4 的参考基准值 EXREF。EXREF 加上 1 个偏差量作为叶片通道温度的参考基准值 BPREF。因为叶片通道在排气的上游，其温度参考基准值应该比排气温度参考基准值高，这个偏差值大约为 5℃。

BPREF 与 BPT 平均值的偏差值经有高低值限制的 PI 调节器后的输出即为 BPCSO。EXREF 与 EXT 平均值的偏差值经有高低值限制的 PI 调节器后的输出即为 EXCSO。

机组在较低负荷运行时，由于 BPREF 和 EXREF 远大于 BPT、EXT 平均值，偏差值始终大于零，会导致 PI 控制器的输出 BPCSO 和 EXCSO 达到 100%。若出现超温，BPCSO 和 EXCSO 虽会减少，但由于与实际 CSO 偏差过大及 PI 控制器的滞后性，将会造成超温保护无法及时投入。为解决这个问题，温控逻辑中对 PI 控制器的高限进行了动态限幅，使 BPCSO、EXCSO 最大值限定为实际 CSO +5%。这样当出现超温时，燃气轮机温度控制就能在最短的时间内起作用，从而起到有效的后备保护作用。

机组在高负荷运行时，如果 BPT 平均值高于 BPREF，偏差值将小于零，PI 控制器将逐渐降低 BPCSO，直至偏差值大于等于零为止。对应的现象为燃气轮机进入 BPT 控制，升负

荷速率大幅降低。

机组在高负荷运行时，如果 EXT 平均值高于 EXREF，偏差值将小于零，PI 控制器将逐渐降低 EXCSO，直至偏差值大于等于零为止。对应的现象为燃气轮机进入 EXT 控制，机组达到实际最大负荷。此时，若机组运行条件改变，如环境温度上升、大气压力下降等，为控制偏差值大于等于零，EXCSO 将继续下降，机组实际最大负荷也将随之下降。在某些极端情况下，机组实际最大负荷的下降程度可能达到近 20%。

（六）燃料限制控制

燃料限制控制是用于启动升速过程中的燃料量开环控制，其设定值 FLCSO 等于燃烧器壳压力和转速的实测值经函数 FX1、FX2 运算并通过高选后的输出值，其原理简图如图 3-95 所示。

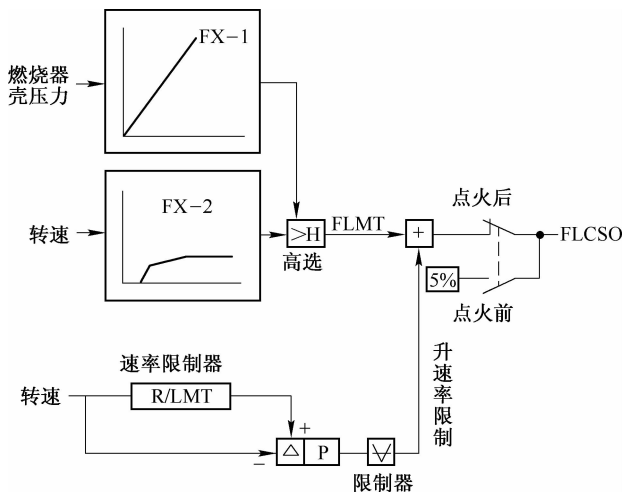


图 3-95　M701F3 型燃气轮机燃料限制控制逻辑简图

分析燃料限制控制逻辑，可得燃料限制的功能如下。

1. 燃气轮机点火前确保燃料阀严密关闭

燃气轮机点火前 FLCSO 被限制在 −5% 输出，且 FLCSO 经最小选择器后作为 CSO 的输出，这样能确保燃料阀门严密关闭。

2. 在机组升速过程中进行升速率控制

根据函数 FX-1、FX-2 的设定，燃气轮机升速过程中，FLCSO 直接由转速决定。当转速升至约 1110r/min 时，FLCSO 大于 WUP CSO（即暖机 CSO，具体值为 15%），燃气轮机切换为燃料限制控制。此后，通过升速率限制回路的作用，不管 SFC 力矩或阻力矩是否改变，即使在 SFC 脱扣或 IGV 在 2745r/min 快速全关时，燃气轮机均以速率限制器设定的每分钟 135r/min 升速率升至额定转速。

3. 限制最大燃料量

机组并网后，由于转速不变，限制最大燃料量转为燃烧器壳压力的函数。

（七）燃料分配控制

M701F3 型燃气轮机有 20 个燃烧器，每个燃烧器有 1 个在中间的值班燃料喷嘴和 8 个在周围的主燃料喷嘴。值班燃料喷嘴采用扩散燃烧方式，主燃料喷嘴采用预混燃烧方式。供给值班喷嘴的燃料叫值班燃料，供给主喷嘴的燃料叫主燃料。

在燃气轮机运行各阶段，值班燃料和主燃料的分配控制系统将燃气轮机 CSO 信号分解成值班燃料控制信号 PLCSO 和主燃料控制信号 MCSO，即 CSO = PLCSO + MCSO，分别用于控制值班燃料流量和主燃料流量，两者关系曲线如图 3-96 所示。

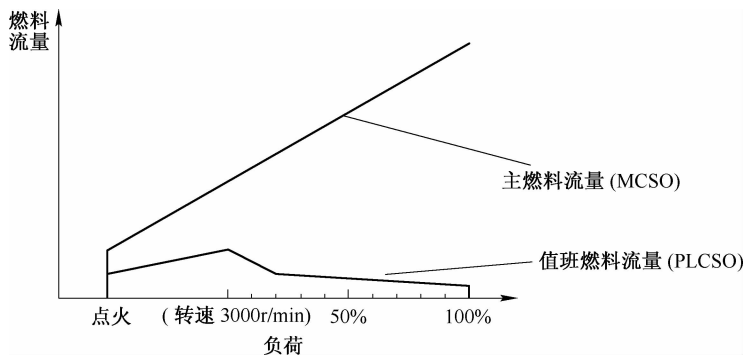


图 3-96　M701F3 型燃气轮机主燃料和值班燃料的流量分配曲线

燃气轮机升速阶段，当转速低于 2815r/min 时，PLCSO 是 CSO 和转速的函数；当转速高于 2815r/min 后，PLCSO 是 CSO 和压气机进口温度的函数，分别为

转速 $<2815\text{r/min}$，$\text{PLCSO} = f(n)\,\text{CSO}$

转速 $>2815\text{r/min}$，$\text{PLCSO} = \text{PLCSO0} - \Delta\text{PLCSO} \times \text{TPLCSO}$

式中，$f(n)$——采用描点法定义的函数，输入变量为燃气轮机转速；

PLCSO——PLCSO 的基本输出值，是 CSO 的函数；

ΔPLCSO——PLCSO 的温度修正系数，也是 CSO 的函数；

TPLCSO——环境温度修正系数，是压气机进口温度的函数。

（八）燃料压力控制

燃料压力控制的目的是在燃气轮机运行过程中保持值班燃料流量控制阀和主燃料流量控制阀前后差压为恒定值。这样，燃料流量就与燃料流量控制阀的开度成正比关系，通过控制燃料流量调节阀的开度就能确保进入燃气轮机的燃料流量与 CSO 成正比例对应关系，其控制逻辑简图如图 3-97 所示。

（九）燃料温度控制

燃料温度控制系统的作用是回收 TCA 冷却器放出的热量，提高联合循环效率。具体实现的方式如图 3-98 所示。通过控制燃气温控三通阀的开度，改变流过燃气加热器主路与旁路的燃气流量，使燃气温度等于由燃气轮机负荷经逻辑计算后的目标值。

（十）压气机进口导叶控制

IGV 的控制与机组运行的安全性和经济性密切相关，其控制逻辑图如图 3-99 所示，变化曲线如图 3-100 所示。在机组运行的整个过程中 IGV 控制主要具有如下功能。

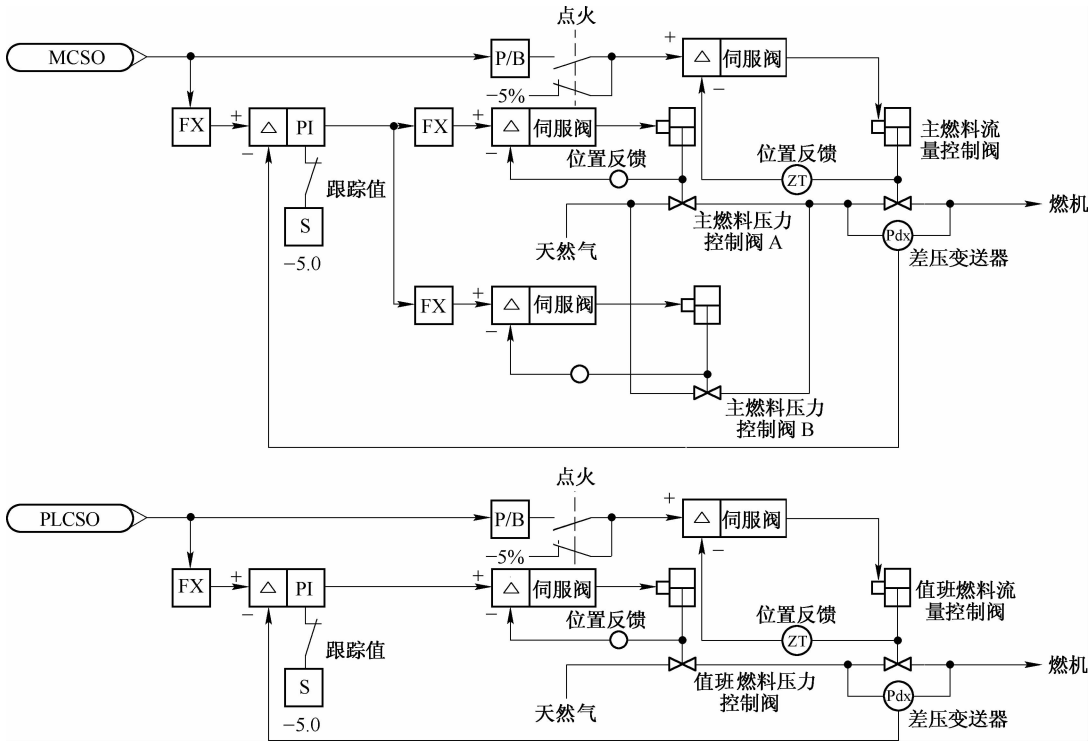


图 3-97　M701F 型燃气轮机燃料压力控制逻辑简图

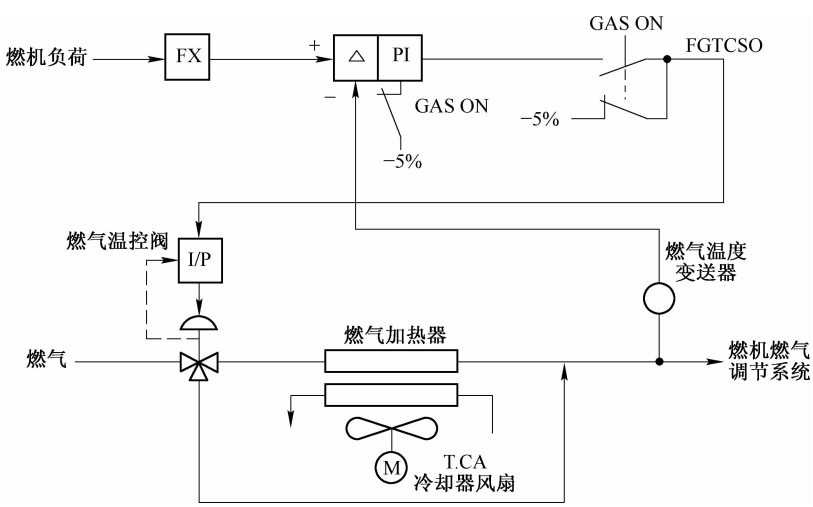


图 3-98　M701F3 型燃气轮机燃料温度控制逻辑简图

1. 防止喘振

在燃气轮机升速过程中，IGV 开度的控制信号 IGVCSO 是转速的函数。实际设定上，在转速未超过 2745r/min 前，IGVCSO 始终保持在中间值（50%）。这样控制的目的是在低转速过程中减少压气机进气流量，改变进气角度，扩大压气机的稳定工作范围，防止燃气轮

机升速过程中发生喘振。

在燃气轮机降速过程中，从防止喘振考虑，IGVCSO 保持为 0，即 IGV 全关。

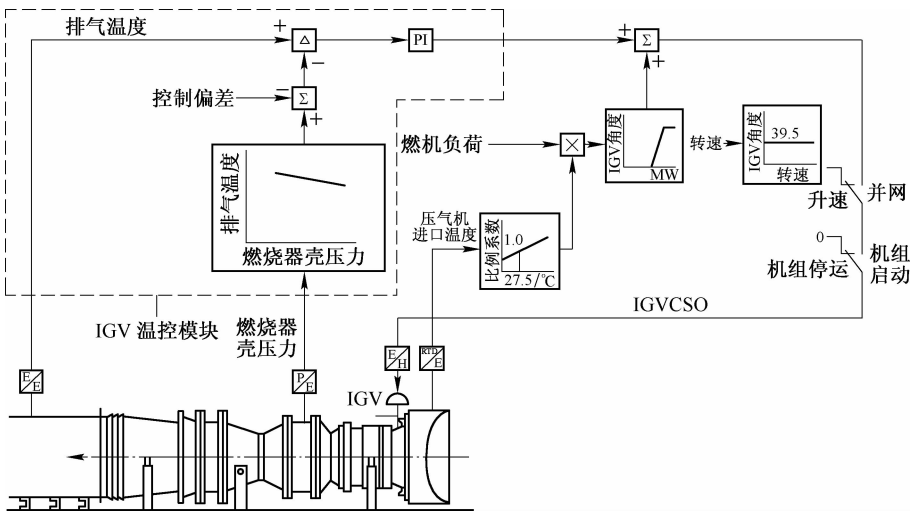


图 3-99　M701F3 型燃气轮机 IGV 控制逻辑简图

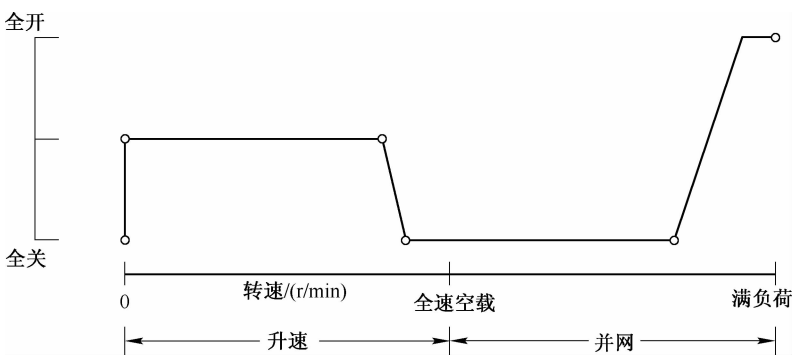


图 3-100　M701F3 型燃气轮机 IGV 变化曲线

2. 减小启动过程耗功

根据 IGV 控制逻辑，IGVCSO 在机组转速低于 2745r/min 前保持较小值，在转速高于 2745r/min 至部分负荷期间保持为 0。除了在低转速下防喘的考虑，这样控制的目的也是为了减少机组启动过程中的空气流量，减小启动阻力矩，降低启动过程中压气机的功耗，从而提高机组启动经济性并有利于减少启动装置的配置功率。

3. 提高机组部分负荷的效率

在机组带部分负荷运行时，通过调节 IGV 开度，改变压气机进气流量，使燃气轮机的排气温度保持在较高水平，以提高联合循环装置的整体热效率。由于 IGV 调节作用有限，所以只能在一定的负荷范围内调节排气温度，当负荷高于 90%，IGV 就保持全开。

机组并网后，燃气轮机负荷和压气机进口温度信号作为前馈信号，经函数运算后得出修正的燃气轮机负荷，再经由经验函数后得出当前负荷下对应的 IGVCSO，控制原理如图 3-99 所示。上述 IGV 前馈控制可提高控制系统对负荷变化的响应速度。

4. IGV 温控

IGV 温控是指通过调节 IGV 开度的方式维持燃气轮机排气温度为设定值，其对应的控制逻辑为图 3-99 所示的虚线框部分。

燃烧器壳压力信号经函数运算后得出排气温度参考值，减去控制偏差后若高于实际排气温度，则减小 IGV 开度或减缓 IGV 开度变大幅度；反之，则增大 IGV 开度或减缓 IGV 开度变小幅度。经上述闭环反馈控制后，在部分负荷下，燃气轮机排气温度将维持在设定值附近，不仅提高了联合循环的热效率，也能防止排气温度超温现象的发生。

（十一）燃烧器旁路阀控制

M701F3 型燃气轮机每个燃烧器均设置旁路阀来调整进入燃烧器的空气流量，目的是优化空燃比。旁路阀控制与值班燃料流量控制共同作用，保证了燃烧过程中火焰的稳定、燃烧波动在正常范围及降低燃烧过程中产生的 NO_x 含量。

燃烧器旁路阀的控制采用与 IGV 类似的预置曲线控制，其控制信号输出为 BYCSO，伺服阀的控制信号为 BYCSO1。燃烧器旁路阀的控制逻辑简图如图 3-101 所示，变化曲线如图 3-102 所示。

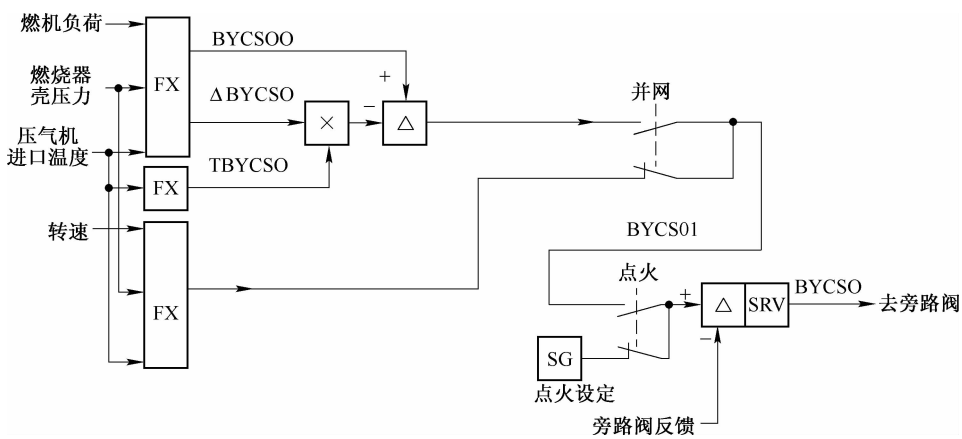


图 3-101　M701F3 型燃气轮机燃烧器旁路阀控制逻辑简图

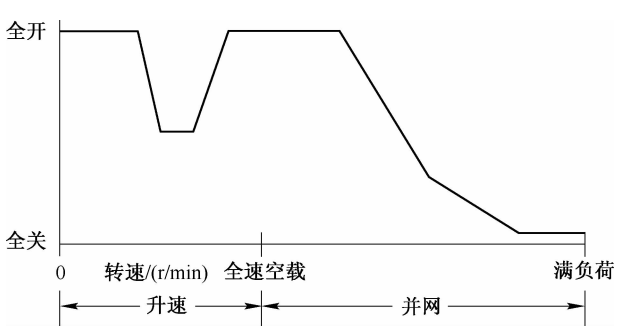


图 3-102　M701F3 型燃气轮机旁路阀变化曲线

并网前，BYCSO1 是转速、燃烧器壳压力和压气机入口温度的函数；并网后，BYCSO1 是燃气轮机负荷、燃烧器壳压力和压气机入口温度的函数。并网后 BYCSO1 的计算式可简化为

$$BYCSO1 = BYCSO0 - \Delta BYCSO \times TBYCSO$$

式中，BYCSO0——BYCSO 的基本输出值，是燃气轮机负荷、燃烧器壳压力和压气机进口温度的函数；

ΔBYCSO——BYCSO 的温度修正系数，也是燃气轮机负荷、燃烧器壳压力和压气机进口温度的函数；

TBYCSO——环境温度修正系数，是压气机进口温度的函数。

三、TPS 系统简介

M701F3 型燃气轮机 TPS 系统提供了对燃气轮机和蒸汽轮机的保护。当保护参数超限并触发保护动作信号后，机组跳闸电磁阀将失电打开，安全油泄压，所有的燃气轮机燃料阀及蒸汽轮机主蒸汽阀全关，从而实现安全停机。

M701F3 型燃气轮机配有 2 套 TPS 系统，均配置双冗余 CPU。每套 TPS 系统到跳闸电磁阀的输出也都是双冗余的，其跳闸输出回路简图如图 3-103 所示。TPS 系统是独立于控制系统的，在控制系统故障或失效的情况下仍可确保安全停机。TPS 系统保护的关键参数和保护模块采用三重冗余结构，控制逻辑为 3 选 2 表决。

M701F3 型燃气轮机 TPS 系统提供的保护功能如下：

①手动紧急停机
②频率低
③安全油压力低
④凝汽器真空低
⑤燃气供气压力低
⑥润滑油供油压力低
⑦润滑油温度高
⑧燃气轮机排气压力高
⑨燃气轮机排气温度高
⑩叶片通道温度高
⑪叶片通道温度偏差高
⑫蒸汽轮机低压缸排汽温度高
⑬轴承振动高
⑭轴向位移高
⑮燃烧器压力波动高
⑯燃气轮机罩壳可燃气体检测浓度高
⑰熄火
⑱火灾
⑲电超速跳闸
⑳后备电超速跳闸
㉑燃气控制阀异常
㉒防喘抽气阀异常
㉓输入信号异常

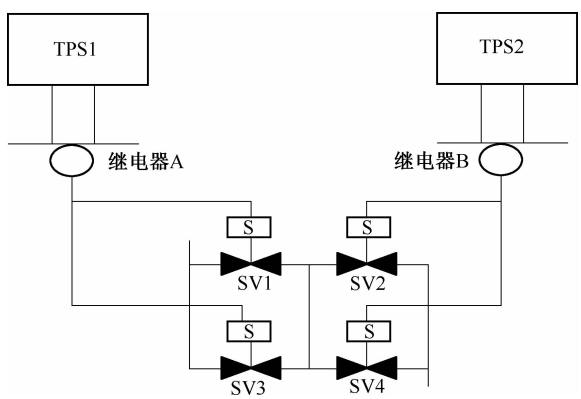


图 3-103　M701F3 型燃气轮机 TPS 系统跳闸回路简图

㉔启动装置异常
㉕TCS 硬件故障
㉖发电机保护跳闸
㉗锅炉汽包水位不正常

四、ACPFM 系统简述

当燃气轮机热通道部件性能老化或损坏，大气条件、燃气参数变化较大时，燃气轮机燃烧状况可能会出现劣化的趋势，对应的现象为燃烧室压力波动（即燃烧室振动）变大，可能导致火焰筒、过渡段等热通道部件损坏、火焰稳定性降低、NO_x 含量增加等危害。为了实现空燃比的最优化调节，调整燃烧至最佳的状况，M701F3 型燃气轮机专门设置了独立于主控制系统的高级燃烧压力波动监视（Advanced Combustion Pressure Fluctuation Monitor，ACPFM）系统，对燃烧器旁路阀控制信号和值班燃料控制信号进行自动调整。

为了直接监测燃烧室燃烧情况，M701F3 型燃气轮机在每个燃烧器上各安装一个燃烧室压力波动速度传感器，并在#3、#8、#13 和#18 燃烧器上再各安装一个燃烧室压力波动加速度传感器。传感器测得的信号经过日本三菱公司设计的专用振动接口模块（Vibration Interface Modu1e，VIM）后转换为频谱信号，并根据频率的大小分解为九个频段。ACPFM 系统则针对每个 CPFM 信号的 9 个频段分别进行分析处理。

为了能够进行精细的燃烧调节，除了检测关键的燃烧室压力波动及振动加速度信号之外，还需要检测各种参数，如负荷、压气机出口压力、温度、叶片通道温度偏差等，通过回归分析的数学处理，得到稳定燃烧区域的预测。然后根据预测结果对燃烧室旁路阀及值班燃料比例进行调节。

图 3-104 所示是一般情况下燃烧器旁路阀开度及值班燃料比例所分别对应的正常燃烧区域。由图 3-104 所示可知，在燃气轮机低负荷运行时，旁路阀开度若减小，参与燃烧的空气量增加，空燃比增加，燃烧温度降低，低频段燃烧压力波动增大，易导致燃气轮机熄火；反之，旁路阀开度增大则容易引起 1700/3400Hz 的压力波动。随着燃气轮机负荷的升高，增大旁路阀开度使参与燃烧的空气量减少，空燃比降低，燃烧温度提高，将增大燃烧过程中 NO_x 排放量和中间频段的压力波动。当机组负荷到达满负荷时，燃烧器旁路阀应全关。对于值班燃料比例，在机组低负荷运行时，值班燃料比例若减小，燃烧温度降低，扩散火焰的强度不足以维持稳定燃烧的要求，易引发低频段的压力波动而导致熄火；反之，值班燃料比例增大则容易引起 1700/3400Hz 的压力波动。随着燃气轮机负荷的升高，过高的值班燃料比例会增大 NO_x 排放量及引发 4400Hz 以上的压力波动，过低的值班燃料比例则会引起中间频段的压力波动。

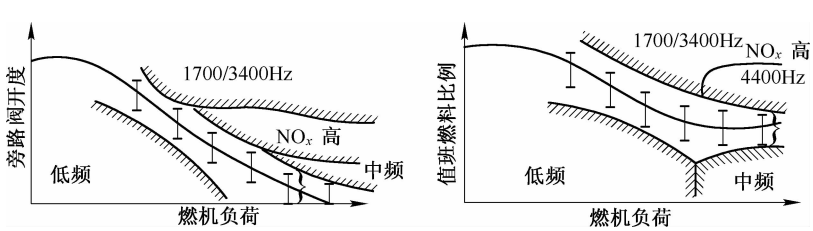


图 3-104　正常燃烧区域

以图 3-105 所示为例，由于某些扰动的影响，根据稳定性预测，燃烧将进入阴影部分的非稳定区域（标注星的地方），此时就需要调整燃烧至非阴影范围内。相应的调整方法可以分别通过调整燃烧器旁路阀开度和值班燃料比例来实现，调整结果如图 3-106 所示。

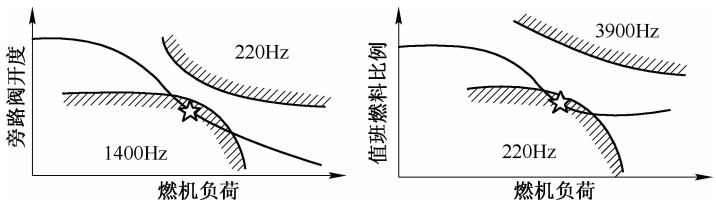


图 3-105　调整前的燃烧工况曲线

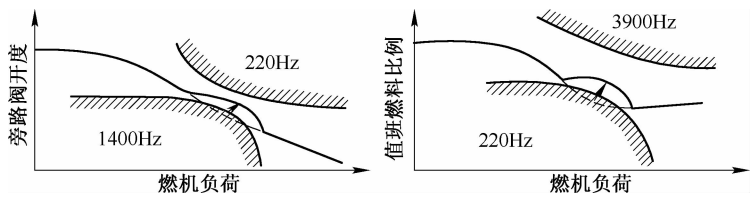


图 3-106　调整后的燃烧工况曲线

如上所述可总结出实际的自动燃烧调整过程：ACPFM 系统对采集的燃烧室燃烧状况数据进行分析，并自动对燃烧状况进行动态修正，通过这样不断地闭环反馈的方式反复调整，确保燃气轮机燃烧处于正常区域。

某些异常情况下，当燃烧调整无法维持正常状况时，ACPFM 系统会发出报警；当燃烧持续恶化，燃烧室压力波动超过限值时，CPFM 系统联锁保护功能（RUNBACK 或跳机）将动作。M701F3 型燃气轮机燃烧波动的管理方法如图 3-107 所示。

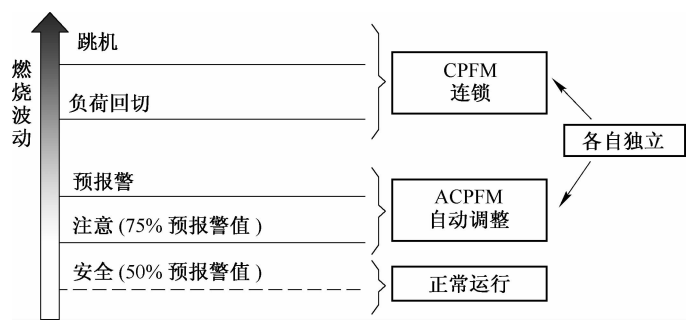


图 3-107　M701F3 型燃气轮机燃烧波动管理方法

第六节　燃气轮机的保护

单轴燃气-蒸汽联合循环机组的蒸汽轮机和燃气轮机推动同一台发电机，因此其透平保护系统同时提供了对蒸汽轮机和燃气轮机的保护功能。除包括了很多与常规燃煤电厂蒸汽轮机相同的保护，如超速、振动大、润滑油压力低、真空低等，还必须包括适应燃气轮机运行

需要的超温、熄火、燃烧监测、燃气系统异常、空气烟气系统异常等保护。

根据保护作用及动作结果，M701F3 燃气轮机配置的保护由高到低分为三个等级：跳机、自动停机、负荷回切（RUN BACK）。

一、M701F3 型燃气轮机配置的跳机保护

（一）超温保护

M701F3 型燃气轮机是通过对燃气轮机排烟温度 T_4 的测量和控制来防止燃气轮机入口烟温超温。为提高可靠性，M701F3 型燃气轮机采取了叶片通道温度（BPT）和透平排气温度（EXT）两类排烟温度控制，因此对应的超温保护也分为两类，具体如下。

（1）EXT 高

当 6 个 EXT 测量点的平均值高于 620℃，保护动作，机组跳机。

（2）EXT 控制偏差高

EXT 平均值与 EXT 参考基准值 EXREF 的差值为 EXT 控制偏差。当 EXT 控制偏差高于 45℃，保护动作，机组跳机。

（3）BPT 高

20 个 BPT 测量点扣除最大值和最小值后的平均值为 BPT 平均值。当 BPT 平均值高于 680℃，保护动作，机组跳机。

（4）BPT 控制偏差高

BPT 平均值与 BPT 参考基准值 BPREF 的差值为 BPT 控制偏差。当 BPT 控制偏差高于 45℃，保护动作，机组跳机。

（二）熄火保护

M701F 型燃气轮机在#18 和#19 燃烧器上各安装了两个火焰探测器，其检测结果用来作为机组并网前熄火保护的判断依据。

根据机组运行阶段的不同，M701F3 型燃气轮机分别采用了不同的熄火保护。

1. 点火期间

机组启动过程中，在点火期间必须监视燃烧室是否点燃。在机组点火程序开始（即燃料投入）后 10s 内，若#18、#19 燃烧器各至少有一个火焰探测器检测到火焰，就判断点火成功，燃气轮机进入暖机升速阶段。若机组点火程序开始 10s 后，#18 或#19 燃烧器上的两个火焰探测器均检测不到火焰，则熄火保护动作，机组跳机，防止燃料聚集在燃烧室或透平内导致爆燃事故。

2. 升速及全速空载期间

在机组升速及全速空载期间，若#18 或#19 燃烧器上的两个火焰探测器均检测不到火焰，则熄火保护动作，机组跳机。

由于爆燃事故对机组的巨大危害，在机组运行过程中，必须确保各种极端情况下，当燃气轮机熄火时，保护都能准确及时动作。例如，可能存在这种情况，燃气轮机已熄火，但火焰探测器存在故障导致火焰信号仍存在，此时就必须通过其他方法触发熄火保护。对于类似极端情况，M701F3 型燃气轮机采用两种方法处理。

1）在机组升速阶段，将燃气轮机转速与稍前一点的转速减去固定偏差值后的结果进行比较，若两者的差值小于零，说明转速开始下降，则判断燃气轮机已熄火，熄火保护动作，机组跳机。

2）在机组升速及全速空载阶段，若某个 BPT 的偏差值低于 -90℃，则判断燃烧器故障，熄火保护动作，机组跳机。

3. 并网期间

机组并网后，考虑到火焰探测器故障的可能性，火焰探测器的检测结果不再作为熄火保护的判断依据，而是根据逆功率监督计算法判断燃气轮机是否熄火。当根据蒸汽轮机中压缸进口压力换算出来的功率输出比实际发电机功率输出高出 13% 时，即可确认燃气轮机实际出力严重不足，燃气轮机熄火导致机组存在逆功率，熄火保护动作，机组跳机。

（三）燃烧监测保护

燃气轮机的燃烧室及其热通道部件处于高温高压的工况中，容易产生燃烧不稳定及燃烧压力波动大，可能导致火焰筒或过渡段等部件出现破裂等各种故障。因此，燃气轮机必须配备可靠的燃烧监测保护。M701F3 型燃气轮机配备的燃烧监测保护分为排气温度保护和燃烧压力波动保护两种。

1. BPT 偏差高

当燃料流量分配器故障引起各燃烧室的燃烧温度不均匀时，当火焰筒或过渡段破裂引起透平进口温度场不均匀时，都会引起燃气透平的进口流场和排气温度场的严重不均匀，因此只需监视排气温度场是否均匀即可判断燃烧是否正常。

在美国 GE 公司的燃气轮机的保护系统中，一般用压气机的出口温度来计算排气温度允许分散度，并比较实际排气温度的分散度和允许的排气温度分散度，以判别燃烧是否正常。而 M701F3 型燃气轮机的处理方法则相对简单，只是单独地判断每个叶片通道温度的分散度是否超过了允许值。

某个 BPT 实测值与 BPT 平均值的差值为该 BPT 偏差值，即该 BPT 的分散度。为避免单个测点故障导致保护误动，在确认某个 BPT 偏差超限的同时还需判断相邻的 BPT 是否也有一个存在一定程度的分散度。实际保护设定为当 BPT 偏差值高于 30℃ 或低于 -60℃，且相邻的一个 BPT 偏差或变化趋势大于设定值，保护动作，机组跳机。

2. 燃烧压力波动联锁保护

M701F3 型燃气轮机配备了日本三菱公司独有的燃烧室压力波动监测（Combustion Pressure Fluctuation Monitor，CPFM）系统，对燃烧进行监视报警及联锁保护。为了直接监测燃烧室燃烧情况，M701F3 型燃气轮机在每个燃烧器上各安装一个燃烧室压力波动速度传感器，并在#3、#8、#13 和#18 燃烧器上再各安装一个燃烧室压力波动加速度传感器。

24 个传感器探头的前置器将采集到的信号放大后分别经过日本三菱公司设计的专用模块 VIM 后转换为频谱信号，并根据频率的大小分解为 9 个频段。

燃烧压力波动高跳机有以下两种情况：

1）当同频段中任意 2 个压力波动传感器信号超过跳机水平，则保护动作，机组跳机。

2）当机组因燃烧压力波动高而负荷回切后，如果同频段中任意 2 个压力波动传感器信号仍超过报警水平，则保护动作，机组跳机。

（四）燃气系统异常保护

当燃气系统异常时，为防止事故扩大，应立即保护跳机。M701F3 型燃气轮机燃气系统异常保护包括以下几种。

1. 燃气供气压力低

当三个燃气供气压力开关中的两个监测到的燃气供气压力低于 2.7MPa 时，延时 1s 后，

保护动作，机组跳机。

2. 燃料控制阀异常

当满足下列任一条件时，燃料控制阀异常保护动作，机组跳机：

1）在点火程序开始后 5 ~ 25s 期间，主燃料或值班燃料流量控制阀前后差压高于 0.589MPa。

2）在点火程序开始后 5 ~ 25s 期间，任意一个燃料流量或压力控制阀全开。

3）任意一个燃料流量或压力控制阀控制信号和实际阀位的偏差超过 ±5% 。

3. 燃气泄漏

当燃气轮机罩壳内 3 个燃气检测探头中有 2 个检测到燃气浓度超过定值时，保护动作，机组跳机。

（五）空气烟气系统异常

当燃气轮机空气烟气系统异常时，为防止可能发生的事故，保护应及时动作使机组跳机。M701F3 型燃气轮机空气烟气系统异常保护包括以下几种：

（1）燃气轮机排气压力高

当 3 个燃气轮机排气压力开关中的 2 个监测到燃气轮机排气压力高于 5.5kPa 时，保护动作，机组跳机。

（2）压气机防喘抽气阀异常

当满足下列任一条件时，压气机防喘抽气阀异常保护动作，机组跳机：

1）机组升速到 2815r/min 延时 20s 后或已达到额定转速，中压或低压防喘抽气阀没有全关。

2）机组转速未升至 2815r/min 前或机组转速降至 2800r/min 后中压或低压防喘阀未全开。

3）机组启动信号发出 20s 后，高压防喘抽气阀没有全关。

（3）IGV 伺服模块偏差大

当 IGV 控制信号与实际阀位偏差超过 ±5% 时，延时 10s，保护动作，机组跳机。

（4）燃烧器旁路阀伺服模块偏差大

当燃烧器旁路阀控制信号与实际阀位偏差超过 ±5% 时，延时 10s，保护动作，机组跳机。

（六）其他

1. 燃气轮机输入信号故障

当满足下列任一条件时，燃气轮机输入信号故障保护动作，机组跳机：

1）3 个发电机功率信号中 2 个故障。

2）3 个燃烧室压力信号中 2 个故障。

3）3 个机组转速信号中 2 个故障。

4）全部 BPT 信号故障。

5）全部 EXT 信号故障。

6）主燃料流量控制阀的 2 个压差信号都故障。

7）值班燃料流量控制阀的 2 个压差信号都故障。

2. 火灾跳闸

当燃气轮机罩壳内 2 个火灾探测器都感应到火灾发生时，保护动作，机组跳机。

二、M701F3 型燃气轮机配置的自动停机保护

机组运行过程中，当某些重要参数超限，为防止设备损坏，自动停机保护将动作，机组自动进入正常停机程序。

M701F3 型燃气轮机配置的自动停机保护如下。

（1）燃气轮机不完全加速（三个条件满足其一）

1）燃气轮机在点火之后 25min 之内没有达到额定转速。

2）在机组升速期间，转速下降 90r/min。

3）在机组升速期间，实际转速低于参照转速达 30s。

（2）发电机定子绕组温度高（两个条件满足其一）

1）发电机定子绕组温度 6 个测量点中的 3 个大于 105℃，且机组负荷小于 200MW。

2）机组因发电机绕组温度高负荷回切（RUN BACK）后 300s，发电机绕组温度高 RUN BACK 信号仍存在。

（3）BPT 偏差高

当某个 BPT 偏差值高于 25℃或低于 -40℃，且相邻的一个 BPT 偏差或变化趋势大于设定值。

（4）BPT 变化趋势大

当某个 BPT 偏差变化趋势大于设定值，且相邻的一个 BPT 偏差变化趋势绝对值大于 1。

三、M701F3 型燃气轮机配置的负荷回切保护

机组运行过程中，当某些重要参数变化异常时，负荷回切（RUN BACK）保护将动作，燃气轮机自动快速减至 50% 负荷，防止燃烧器、发电机、余热锅炉等设备损坏。根据引起负荷回切原因的不同，M701F3 型燃气轮机负荷回切又分为超快速、中速和常速负荷回切三类，对应降负荷速率分别为 400MW/Min、80MW/Min 和 16.7MW/Min。

M701F3 型燃气轮机配置的负荷回切保护如下：

1）同频段中任意 2 个压力波动传感器信号超过负荷回切水平，且燃气轮机负荷大于 159MW（超快速负荷回切）。

2）燃气压力低于 2.9MPa，且燃气轮机负荷大于 132MW（超快速负荷回切）。

3）燃气温度高于 230℃或低于负荷对应的设定值，且燃气轮机负荷大于 132MW（常速负荷回切）。

4）燃气轮机转子冷却空气温度大于 235℃，延时 300s，且燃气轮机负荷大于 132MW（常速负荷回切）。

5）余热锅炉高压过热蒸汽温度大于 546℃，延时 15s，且燃气轮机负荷大于 132MW（超快速负荷回切）。

6）余热锅炉再热蒸汽温度大于 574℃，延时 15s，且燃气轮机负荷大于 132MW（超快速负荷回切）。

7）测量发电机定子绕组温度 6 个测量点中的 3 个大于 105℃，且机组负荷大于 200MW。（中速负荷回切）。

第七节　燃气轮机的运行优化

燃气轮机在启停及正常带负荷运行过程中基本全为自动控制，很少需要人为干预，且从安全性和优化空间角度考虑，燃气轮机在整机运行方面需优化的地方也并不多。

M701F3 型燃气轮机所构成的联合循环机组在国内多采用两班制调峰运行模式，随着运行时间的延长，逐渐暴露出 M701F3 型燃气轮机在该运行模式下的一些问题，尤其是其主要附属设备的运行设定存在的不合理之处，并不完全适合经济性和可靠性运行的需要，具有较大的优化必要性和可行性。

一、IGV 优化

随运行时间的增加，当大气温度较高时，机组在升负荷过程中易发生过早进入 BPT 或 EXT 控制，导致升负荷速率及实际最大出力大幅下降的异常情况。发生该现象的原因为燃气轮机运行过程中吸入的空气流量与运行需要不匹配，导致燃气轮机排气温度超过限定值，而根本上的原因为长时间两班制运行导致的机组老化及由此产生的不可恢复的性能下降。

目前，发生上述现象时，一般的解决方法是按三菱的要求，通过增大部分负荷下 IGV 开度，即增大燃气轮机部分负荷下空气流量的方式，降低排气温度，从而避免机组过早进入温控。M701F3 型机组 IGV 开度更改的典型情况如图 3-108 所示。

燃气轮机 IGV 运行优化的基本出发点，就是在避免机组过早进入温控，以及不影响机组调度性能和设备寿命的条件下，尽可能的提高机组运行效率。

一次性加大 IGV 开度虽能避免机组在升负荷过程中过早进入温控，但这是以牺牲机组部分负荷下的效率为代价的，对机组的经济高效运行影响较大。

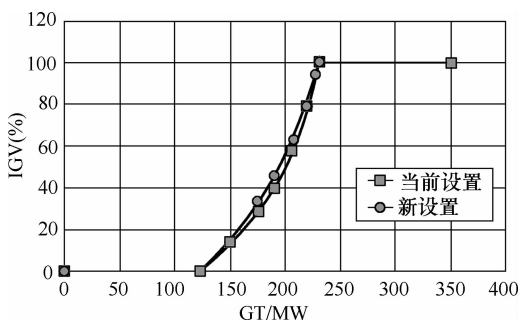


图 3-108　M701F3 型机组 IGV 开度更改典型情况

为寻找 IGV 运行的最合理方式，提高机组运行经济性和可靠性，根据机组运行及 IGV 控制的实际情况，通过多次试验、大量计算和分析，逐步摸索出 M701F3 型燃气轮机 IGV 优化运行的方法和思路。

1. IGV 开度设置分为冬夏两种模式

每年 5 月到 11 月（视当地实际气温而定），IGV 开度设定为夏季模式，即调大部分负荷下 IGV 开度，在牺牲部分负荷效率的基础上确保升负荷速率及实际最大出力的正常。

从 12 月到次年 4 月（视当地实际气温而定），IGV 开度设定为冬季模式，即恢复 IGV 开度设定值至初始值，提升部分负荷下的运行效率。

该方案的优点是能够避免高温天气对机组运行性能的影响，但每次更改 IGV 开度设定时需安排一次燃烧调整，费用不菲。

2. 在 IGV 控制逻辑中增加部分负荷和大气温度修正

波浪线的范围如图 3-109 所示，可考虑在 IGV 控制逻辑中增加部分负荷和大气温度的修正，其作用是使 IGV 开度设定增加一个关于部分负荷和大气温度的额外偏差量，从而实现大气温度较高时，适当放大 IGV 开度，避免机组过早进入温控；大气温度较低时，保持原

有 IGV 开度设定值不变，确保机组运行效率在较高水平。

该方案的优点是无需进行燃烧调整，IGV 开度灵活跟随大气温度变动，不用定期更改，确保了机组的运行经济性和调度性能。

3. 增加燃气轮机负荷偏差值

IGV 开度的大小主要由燃气轮机功率决定。因此，当机组发生过早进入 BPT 控制的情况时，可在 IGV 控制逻辑中适当放大燃气轮机功率，从而变相放大 IGV 开度。当机组顺利升到较高负荷后再恢复燃气轮机功率至正常值。该方案的优点是只有在发生过早进入 BPT 控制的情况时，IGV 开度才放大；而其他时间，IGV 开度均保持原值。如此可以最大程度地保证机组运行效率维持在较高水平。

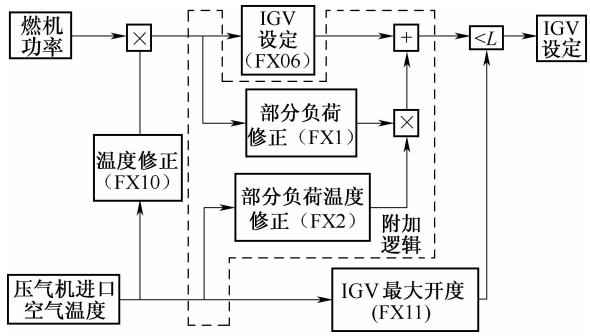


图 3-109 IGV 控制逻辑增加大气温度修正的方案

4. 在 IGV 控制逻辑中增加大气压力修正

由气体状态方程 $PV = mRT$ 可得大气密度 $\rho = P/(RT)$，即大气密度与大气压力成正比，与大气温度成反比。燃气轮机 IGV 开度相同时，进入压气机的空气体积流量是相同的，因此，进入燃气轮机的空气质量流量与大气压力成正比关系。

进入燃气轮机的空气流量若高于设计值，则燃气轮机的排烟温度将降低，机组运行效率也随之降低；进入燃气轮机的空气流量若低于设计值，则燃气轮机的排烟温度将升高，机组运行效率也随之升高，但这样会增大机组过早进入温控的概率，可能得不偿失。因此，为确保机组运行在设计值附近，始终保持较高运行效率和运行可靠性，就要保证进入燃气轮机的空气流量不受大气温度、大气压力的影响，就需对 IGV 开度进行大气温度和大气压力修正。因为 M701F3 型机组运行时的性能保证基准条件为大气温度 27.5℃、大气压力 100.18kPa，因此当大气温度、大气压力偏离上述值时就应该对 IGV 开度进行修正。

M701F3 型机组 IGV 控制逻辑中有大气温度方面的修正，即图 3-109 所示的函数 FX10。当大气温度偏离 27.5℃时，该函数即对 IGV 开度进行修正。

M701F3 型机组 IGV 控制逻辑中并无大气压力的修正，这将导致机组运行经济性的显著下降。据统计，惠州 LNG 电厂厂区大气压力全年平均值约为 101.24kPa，比机组大气压力性能保证基准值高约 1%。这将导致机组在各负荷段运行时，全年平均进气流量较设计值偏高约 1%，等效于 IGV 开度平均增大约 3%，机组效率将随之整体下降约 0.2%，三台机组全年将减少多达数百万元的效益。因此，在 IGV 控制逻辑中增加大气压力修正显得尤为必要。

5. 投用并优化 IGV 温控功能

M701F3 型燃气轮机是具有 IGV 温控功能的，其作用可如下简单描述：当 EXT 平均值低于设定值时，IGV 开度将变小（或减缓变大幅度）；当 EXT 平均值高于设定值时，IGV 开度将变大（或减缓变小幅度）。如此，燃气轮机排气温度将始终接近设定值，从而在保护热通道的前提下尽可能提高了联合循环的效率。

在综合考虑蒸汽循环运行要求，确保联合循环整体效率维持在高水平的前提下，投入并优化 IGV 温控功能应当是可行的。

二、水洗优化

（一）水洗的必要性

M701F3 型联合循环机组高负荷运行时，压气机需提供 600kg/s 以上的空气，以满足燃气轮机正常运行的需要。由于空气中含有各种污物、灰尘和烟雾等悬浮物质，虽然在压气机进口处装有一粗一精两级空气过滤器，但因为空气中大约 90% 以上的悬浮物直径小于 2μm，压气机进气过滤器不可能将这些物质除尽，这些物质进入压气机后，随着运行时间的不断增加，将会逐渐吸附在压气机叶片表面而产生积垢。压气机叶片积垢后就改变了叶片的气动性能，导致机组出力、效率及运行性能逐步降低。因此，必须定期安排燃气轮机水洗，除去压气机叶片上的污物，恢复机组性能。由于离线水洗效果远好于在线水洗，因此，M701F3 型燃气轮机一般采用离线水洗。

（二）水洗周期优化

1. 必须水洗周期的确定

燃气轮机水洗周期的确定在以前主要是根据经验，随意性较大。由于对机组必须水洗周期的不明确，在负荷高峰期间，限于调峰、消缺需要，有时长时间无法安排机组水洗，曾发生机组性能急剧恶化，实际最高负荷、升负荷速率、机组效率等性能参数大幅下降的情况，严重影响了机组的运行经济性及调峰性能。因此，很有必要确定一个必须水洗周期，避免类似情况的发生。

通过对燃气轮机水洗前后的性能参数进行分析，并参考日本三菱公司的资料和已运行的同类型燃气轮机电厂水洗相关经验，在保证准确性和留有适当裕度的前提下，惠州 LNG 电厂的 M701F3 型燃气轮机的必须水洗周期约为 1300h。当机组未水洗时间超过 1300h 时，如无特殊原因必须安排水洗。

燃气轮机必须水洗周期仅做水洗判断的参考，其体数值需根据燃气轮机实际情况估算。

2. 最佳水洗周期的确定

水洗能够恢复机组性能，合理的安排水洗周期，将使机组性能始终保持在较高水平。机组按必须水洗周期安排水洗，可以有效避免性能骤降的情况，但这不能使经济效益最大化。因此为了使效益最大化，就需要确定燃气轮机的最佳水洗周期。

在考虑水洗成本的前提下，使机组年平均效率达到最大值的水洗周期即为燃气轮机的最佳水洗周期。由于各机组性能参数、平均负荷率、机组所处环境等因素不尽相同，各机组的最佳水洗周期也是不同的，但差别不大。通过对机组数年来大量运行历史数据的计算、分析，在不考虑设备损耗的条件下，得出机组的最佳水洗周期约为 350h。如果按该最佳水洗周期安排水洗，相对于必须水洗周期，机组年平均运行效率可提高约 0.2% 左右。

机组的最佳水洗周期并不是不变的，这是因为机组的运行特性受到多种因素的影响，如机组老化、运行期间的负荷水平、环境条件的变化等，都会使机组的运行性能发生变化，机组的最佳水洗周期也将随之变化。

3. 实际水洗周期安排

因受到各种因素的限制，如机组停运间隔、消缺需要、过于频繁的水洗对燃气轮机特别是转子的伤害等，按最佳水洗周期安排燃气轮机水洗是不实际的。在综合考虑机组运行实际，运行经济性、可靠性和安全性的基础上，M701F3 型燃气轮机的实际水洗周期在 700h 左右是比较合适的。

（三）水洗过程优化

机组离线水洗操作量大，成本高昂，根据数年来的水洗经验及探索，机组水洗操作有一定的优化空间，具体如下：

为避免高盘冷却造成的大量厂用电损耗及对设备造成的不良影响，除非特殊情况，均应待燃气轮机自然冷却后才安排水洗，即在机组停运第 3 天后才安排机组水洗。

机组不抽真空水洗，由此将减少大量燃气、水、电的损耗，大幅降低离线水洗成本。

燃气轮机加洗涤剂水洗，可提高水洗效果，延长水洗周期，增加经济效益。

三、TCA 风机运行优化

M701F3 型燃气轮机联合循环机组额定效率为 56.7%，而同属 F 系列的 PG9351 型燃气轮机组成的 S109F 型联合循环机组额定效率为 57.2%、V94.3A 型燃气轮机组成的 SGT5-4000F 型联合循环机组额定效率为 57.6%。M701F3 型联合循环机组效率较两者分别偏低 0.5% 和 0.9%。

比较各联合循环机组热力系统流程及参数，PG9351 型燃气轮机转子冷却空气由余热锅炉高压给水冷却，热量在系统内部利用；V94.3A 型燃气轮机转子冷却空气不做冷却，无热量损失；M701F3 型燃气轮机的转子冷却空气由空气冷却，部分热量加热天然气，其余由空气带入大气中，系统较多热量流失到系统外部，这是除了机组本身设计之外影响效率的一个关键因素。因此，M701F3 型燃气轮机转子冷却空气系统具有很大的优化空间。

对燃气轮机转子冷却空气系统的优化实质上就是对 TCA 风机运行的优化，主要有以下优化途径：

（1）TCA 风机启停优化

燃气轮机的 3 台 TCA 风机在机组启动时即同时启动，在机组整个运行过程中均保持运行。除高负荷以外，特别是在环境温度较低的情况下，燃气轮机转子冷却空气温度均远低于 200℃的控制值。在 TCA 冷却器处，大量热量未经利用，直接排入空气，浪费明显。

在保证燃气轮机转子冷却空气温度满足规定的前提下，可修改 TCA 风机控制逻辑，将第 2、3 台 TCA 风机的启停改为由机组负荷和转子冷却空气温度决定，并可适当提高转子冷却空气温度的控制值，由此可有效降低 TCA 冷却器处的热量损失，提高机组运行效率。

（2）TCA 风机变频改造

TCA 风机启停优化不能实现对转子冷却空气温度的连续控制。如果将 TCA 风机改为变频控制，将可实现转子冷却空气温度的连续线控制，更有效地减少热量损失和降低 TCA 冷却风机的启停频率，从而进一步提高机组运行效率。

四、吹扫程序优化

燃气轮机启动过程中，在满足吹扫空气流量规定的前提下，可适当减少燃气轮机吹扫时间，从而减少汽水系统蓄热损失和启动成本，加快机组启动速度，提高机组启动经济性。我国 9E 机组已有类似改造经验，相信在 M701F3 型燃气轮机上该优化也是可行的。

第四章　蒸 汽 轮 机

第一节　蒸汽轮机概述

一、蒸汽轮机的工作原理

蒸汽轮机是利用蒸汽做功的一种旋转式动力机械，它可将蒸汽的热能转换为蒸汽轮机轴的回转机械能。

蒸汽热能→动能→机械能

当具有一定温度和压力的蒸汽通过蒸汽轮机级时，首先在喷嘴叶栅中膨胀加速，将蒸汽所具有的热能转变成动能，然后在动叶栅中改变流动方向，在动叶片上产生离心力使其旋转，将蒸汽的动能转变成机械能，从而完成蒸汽轮机利用蒸汽热能做功的任务。当动叶片为反动式时，蒸汽在动叶流道中会进一步膨胀产生反动力做功。

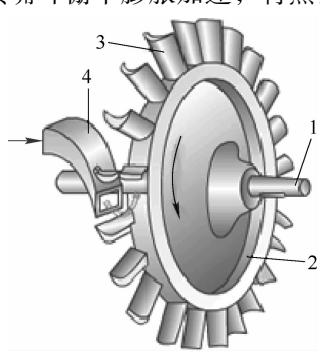


图 4-1　冲动式蒸汽轮机
1—轴　2—叶轮　3—动叶片
4—喷嘴

1. 冲动式蒸汽轮机原理

如图 4-1 所示，蒸汽在喷嘴中发生膨胀，因而汽压，汽温降低，速度增加，蒸汽的热能转变为动能。然后蒸汽流从喷嘴流出，以高速度喷射到叶片上，高速汽流流经动叶片组时，由于汽流方向改变，产生了对叶片的冲动力，推动叶轮 2 旋转做功，叶轮带动蒸汽轮机轴转动，从而完成了蒸汽的热能到轴旋转的机械能的转变。

2. 反动作用原理

蒸汽的热能转变为动能的过程，不仅在喷嘴中发生，而且在动叶片中也同样发生的蒸汽轮机，叫做反动式蒸汽轮机。

如图 4-2 所示，在反动式蒸汽轮机中，蒸汽不但在喷嘴（静叶栅）中产生膨胀，压力由 p_0 降至 p_1，速度由 c_0 增至 c_1，高速汽流对动叶产生一个冲动力；而且在动叶栅中也膨胀，压力由 p_1 降至 p_2，速度由动叶进口相对速度 w_1 增至动叶出口相对速度 w_2，汽流必然对动叶产生一个由于加速而引起的反动力，使转子在蒸汽冲动力和反动力的共同作用下旋转做功。

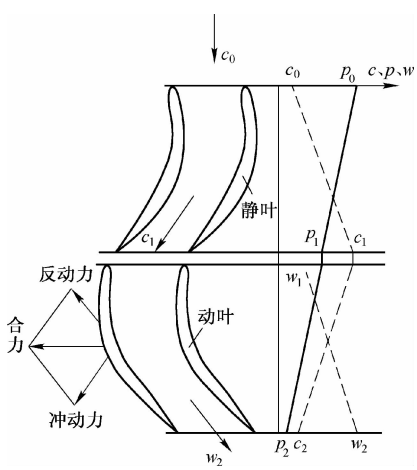


图 4-2　反动作用原理图

二、蒸汽轮机的分类

（一）按热力过程特性分类

（1）凝汽式蒸汽轮机

进入蒸汽轮机的蒸汽，除很少一部分泄漏外，全

部排入凝汽器。

（2）背压式蒸汽轮机

排汽压力高于大气压力的蒸汽轮机称为背压式蒸汽轮机。

（3）调节抽汽式蒸汽轮机

部分蒸汽在一种或两种给定压力下抽出对外供热，其余蒸汽做功后仍排入凝汽器。

（4）中间再热式蒸汽轮机

新蒸汽经蒸汽轮机前几级做功后，全部引至加热装置再次加热到某一温度，然后再回到蒸汽轮机继续做功。

（二）按工作原理分类

（1）冲动式蒸汽轮机

蒸汽在喷嘴中发生膨胀，压力降低，速度增加，热能转变为动能。汽流在动叶汽道内不膨胀加速，而只随汽道形状改变其流动方向，汽流改变流动方向对汽道所产生的离心力，叫做冲动力，这种级叫冲动级。

（2）反动式蒸汽轮机

蒸汽在动叶汽道内流动时，改变流动方向的同时继续膨胀、加速，汽流不仅改变流动方向，而且因膨胀使其速度也有较大的增加；加速的汽流在流出汽道时，对动叶栅施加一个与汽流流出方向相反的反作用力，叫做反动力，这种由反动力推动的级叫反动级（蒸汽的热能转变为动能的过程，不仅在喷嘴中发生，而且在动叶片中也同样发生）。

（3）混合式蒸汽轮机

由按冲动原理工作的级和按反动原理工作的级组合而成的蒸汽轮机称为混合式蒸汽轮机。

（三）按新（主）蒸汽压力分类

（1）低压蒸汽轮机

新蒸汽压力为 1.2 ~ 2MPa。

（2）中压蒸汽轮机

新蒸汽压力为 2.1 ~ 8MPa。

（3）高压蒸汽轮机

新蒸汽压力为 8.1 ~ 12.5MPa。

（4）超高压蒸汽轮机

新蒸汽压力为 12.6 ~ 15.1MPa。

（5）亚临界蒸汽轮机

新蒸汽压力为 15.1 ~ 22MPa。

（6）超临界蒸汽轮机

新蒸汽压力为 22.12 ~ 25MPa。

（7）超超临界蒸汽轮机

新蒸汽压力为 25.0MPa 以上。

三、联合循环蒸汽轮机的特点

与常规火电相比，联合循环蒸汽轮机具有如下特点。

（一）排汽相对较大

在常规火电蒸汽轮机中，由于设置了给水加热器，回热系统抽汽约占蒸汽轮机进汽的20%～30%，排汽量只有主蒸汽流量的70%～80%左右。在联合循环蒸汽轮机中，一般不在蒸汽轮机侧设置给水回热加热器，而在余热锅炉低温段设置给水加热器，以充分利用烟气余热，降低排烟温度。就单压循环的蒸汽轮机来说，排汽量几乎与主蒸汽量相等。在双压联合循环蒸汽轮机中，低压蒸汽约占主蒸汽的20%，排到凝汽器的汽量比常规蒸汽轮机多45%左右。因而相同容量的机组在相同背压下，末级叶片的长度和凝汽器受热面积都比常规机组高一个等级。对于不设置给水回热抽汽的单排蒸汽轮机组，往往设计成轴向排汽或侧向排汽，安装基础较低，可不用高的厂房，以降低电站建设成本。

（二）启动速度快，调峰性能好

大多数联合循环机组肩负调峰任务，两班制运行，启、停频繁。燃气轮机启动很快，从点火到满负荷最快只需要25min。在蒸汽轮机启动及带满负荷前，余热锅炉产生的蒸汽通过旁路排到凝汽器或燃气轮机的排气直接被旁通大气，影响电厂的经济性。因此，要求蒸汽轮机必须具备快速启动的特性，在结构设计方面必须采取相应措施，适应快速启停要求。

（三）全周进蒸汽，节流调节，滑压运行

联合循环机组调峰和调频的任务是由燃气轮机来完成的，蒸汽轮机负荷的变化取决于燃气轮机的排烟量和排烟温度，处于被动状态。蒸汽轮机运行时，进汽阀门处于全开状态，不参与调节。余热锅炉产生的蒸汽全部进入蒸汽轮机。主汽门前的压力随着蒸汽流量的增减而自然变化、动态平衡。为了保证小流量时蒸汽的品质，防止余热锅炉因压力过低而汽中带水，在40 %负荷以下采用定压方式，一般压力取2MPa左右。

采用节流调节、滑压运行方式，蒸汽轮机内效率随负荷变化不大，变工况性能好。另外，在部分负荷时，可以降低末级排汽湿度。这是因为，在部分负荷时，随着燃气轮机初温的下降，余热锅炉产生的主蒸汽温度有较大幅度的降低，如果主蒸汽压力不随之降低，在h-s图上，热力过程线左移，排汽湿度增大，影响末级叶片的安全。

在联合循环中应用的蒸汽轮机的结构，主要是围绕着前文所述的特点进行设计的。即蒸汽轮机的结构应该满足安全高效、快速启动、蒸汽容积流量大和滑参数运行这几方面特点的要求。

1）为了满足滑压运行的要求，蒸汽轮机采用节流调节，无需设置调节级。各级均采用全周进汽的结构，运行时调节阀通常都全开，并精心设计进汽蜗壳。

2）由于余热锅炉已经承担（或大部分承担）了蒸汽轮机系统中给水的加热与除氧的任务（凝汽器也有一部分除氧功能），因而蒸汽轮机可以设置较少（或不设置）抽汽口，不设置抽汽口的蒸汽轮机可以设计成轴向排汽或侧向排汽，安装在比较低的基础上，这样就可以避免采用高厂房的结构。

3）为了满足快速启动和经济性的要求，还应采取以下一些措施：

①尽可能加强汽缸的对称性。汽缸的结构要设计成等强度壁厚，不同压力段壁厚不同，在关键部位要控制其几何形状，以尽量减小蒸汽轮机快速启停过程中的热变形和热应力。

②汽缸的中分面法兰要尽可能采用高窄法兰结构，中分面螺栓尽可能靠近转子轴心，使法兰和螺栓比较容易加热和膨胀，以减小其内外温差造成的热应力。

③采用径向式汽封，减小径向动静间隙，加大轴向动静间隙，既可保证运行时减小漏汽、提高效率，又可防止在快速启动时由于膨胀不同步而引起动静之间的碰撞或摩擦。

④蒸汽轮机的各级均采用全周式进汽结构，保证进汽部分上下温度比较均匀，减少其热应力，主汽阀、调节阀、导汽管、外接管道等一般要尽可能布置对称。

⑤尽量采用先进的定中心梁的推拉结构，保证机组频繁启停时膨胀收缩顺畅，防止汽缸跑偏。

⑥通流部分用锥形通道；接近高温区的转子直径要设计得稍小一些，这样可以使在机组启停时，最关键的部位的热应力最小；联合循环中的蒸汽轮机位于第一级附近的叶轮与转轴间的过渡圆角应尽可能大。

⑦二次进汽的流道和蜗壳型线要设计得光滑流畅，减小进汽压损和对主流的干扰。

⑧叶片应采用先进高效的全三维叶型，动叶要自带围带，保证子午面通道的光顺，低压各级长叶片要采用弯扭联合成型，保证高的级效率。末两级叶片要采取良好的强化措施防止水蚀。末级叶片要精心设计，根部的反动度要适当加大以提高机组的变工况性能。

⑨调节方式宜采用 DEH 数字式电调系统，能对机组实现快速、灵活、精确的调节、控制和保护，适应快速启停和工况变化频繁的要求。

⑩汽封系统采用自密封的形式，提高机组的自动化水平。对于功率和背压彼此相同的蒸汽轮机来说，常规火电机组的排汽环形面积的尺寸要比联合循环的小很多。这是由于在常规机组中有多级回热抽汽口，而在联合循环机组中，不仅少有抽汽口，反而要在低压部位注入大量二次蒸汽，排汽侧的环形面积尺寸和排汽量比同容量等级的常规火电机组大很多。为此，必须认真地设计这种蒸汽轮机的低压缸。联合循环的蒸汽轮机一般都设有百分之百的蒸汽旁路系统，凝汽器的机组启动、停机或甩负荷时要接收并凝结大量的高焓蒸汽，因此，凝汽器的设计也要特别加以考虑。

第二节　TC2F-30 型蒸汽轮机结构特点

一、概述

（一）蒸汽轮机概况

本蒸汽轮机通流采用冲动式与反动式组合设计。

由余热锅炉送出的高压主蒸汽通过置于机组左侧的一组高压截止阀和高压控制阀，从下部进入蒸汽轮机的高压缸。蒸汽轮机没有控制级，高压缸装有 8 级冲动级，在高压缸中做完功的蒸汽，从高压缸下部的排汽管道送至余热锅炉的再热器。

再热主蒸汽通过置于机组右侧的一组中压截止阀和中压控制阀，从下部进入蒸汽轮机的中压缸。中压缸同样装有 8 级冲动级，在中压缸中做完功的蒸汽，从中压缸上部排入低压缸进口联通管。

低压主蒸汽通过置于机组右侧的一组低压截止阀和低压控制阀进入联通管。在联通管中，低压主蒸汽与中压蒸汽轮机排汽混合，然后流经低压缸，并最后排入凝汽器。低压缸是一种反动式双流型蒸汽轮机，共有 2 ×7 级，蒸汽进入叶片流道以后沿左右两端流动并向下排入凝汽器。

高压截止阀，高压控制阀、中压控制阀和低压控制阀均为调节塞型阀；而中压和低压截止阀则为摆动式止回阀。高压截止阀、高压控制阀、中压控制阀和低压控制阀的开启均由电液信号控制。

为了减小阀门预启力，在中压截止阀前后，通过一个平衡阀并联一段平衡管道，平衡阀用压缩空气来控制，主阀打开前先开平衡阀以减小前后压差。

本机组为双缸双排汽冷凝式形式；

高中压部分采用合缸结构，双层缸，高压通流部分为反向流动；

低压缸为对称分流式，采用双层缸结构；

联合循环机组总长约为 49.2m，蒸汽轮机总长约为 15.3m。

（二）蒸汽轮机规范

型号：TC2F-30（串联双流、凝汽式、一次中间再热，末级叶片长度为 30in㊀）。

额定输出：129 200kW。

进汽参数：

HP　9.93MPa.a/538℃；

IP　3.35MPa.a/566℃；

LP　0.428MPa.a/248.7℃。

排汽参数：

HP　3.70MPa.a/398℃；

IP　0.442MPa.a/292℃；

LP　7.20kPa.a。

流道形状：高中压和低压均设计为锥筒型。

通流间隙：

（1）轴向间隙

设计为 *A* 值（该级隔板与动叶间隙）高压大（13mm）中压小（7mm），*C* 值（该级隔板与前级动叶间隙）高压小（5mm）中压大（20mm）；低压 *F* 值（该级隔板与前级动叶间隙）发电机组侧大（45mm）燃气轮机侧小（7mm），*B* 值（该级隔板与动叶间隙）发电机组侧小（7mm）燃气轮机侧大（45mm）。

（2）径向间隙

设计为高中压下侧约大（1.06～1.31 mm），左右次之（1.00～1.25 mm），上侧约小（0.94～1.19 mm）；低压设计为上侧大（1.55～1.8 mm），左右次之（1.30～1.55 mm），下侧小（1.05～1.3 mm）。

热耗低：联合循环 6355kJ/(kW·h)。

蒸汽轮机转速：3000r/min。

旋转方向：逆时针方向（从 G/T 侧观察）。

与发电机的连接：刚性联轴器。

高压缸级数：8 级。

中压缸级数：8 级。

低压缸级数：2×7 级。

支持轴承：高压（HP）-中压（IP）蒸汽轮机：瓦型(可倾瓦×2)；低压轴承：套筒型(椭圆瓦×2)。

推力轴承：与燃气轮机共用。

㊀ in：英寸，1in=2.54cm。

盘车装置：自动脱扣的交流电动机驱动型。

高压（HP）截止阀：柱塞型。

高压（HP）控制阀：柱塞型。

中压（IP）截止阀：旋转型。

中压（IP）控制阀：柱塞型。

低压（LP）截止阀：旋转型。

低压（LP）控制阀：柱塞型。

阀控制系统：电-液型控制系统。

（三）设计特点

1）采用高、中压缸合缸，缩短了蒸汽轮机的总长度，有效减小轴向推力。

2）无调节级，无抽汽回热系统。

3）蒸汽循环系统为三压有再热系统。

4）蒸汽进汽流量逐渐加大，凝汽器排汽流量大。

5）高中压转子和低压转子均采用无中心孔转子。

6）高中压外缸采用非中分面下猫爪支承。

7）低压外缸采用非落地式轴承和钢台板结构。

8）高中压采用可倾瓦轴承，低压采用椭圆瓦轴承。

9）为了提高蒸汽轮机效率，提高蒸汽轮机抗腐蚀能力，采用高效的低压末级叶片，这里使用的是 30in 末级叶片。

10）低压缸使用“全三维”高效反动式叶片，以提高循环效率，扭转和弯曲叶型使低压缸各级损耗大大减小。

11）由于在起动和变负荷过程中汽温变化很大，蒸汽轮机的高压和高温部件会经受很大的热应力。

12）为了减小热应力并且便于快速起动，静止部件要设计成具有热适应性。这包括在变负荷过程中，装置受热时迅速而均匀地的自由膨胀能力。通过分开汽缸和阀门，使热应力减至最小，提供所需要的热适应性。

13）蒸汽轮机每个转子有两个润滑的支持轴承。高中压蒸汽轮机主轴上的两个支持轴承是可倾瓦式支持轴承，而低压蒸汽轮机主轴上的两个支持轴承则是套筒型椭圆瓦轴承。使用这些轴承，以便提高轴的稳定性。

二、蒸汽轮机本体结构

（一）汽缸

1. 概述

汽缸是蒸汽轮机的静止部分，它的作用是将蒸汽与大气隔绝，形成蒸汽完成能量转换的封闭空间。此外，它还要支承蒸汽轮机的其他静止部件，如隔板、隔板套、喷嘴汽室等。按蒸汽在蒸汽轮机内流动的特点，汽缸的高中压部分承受蒸汽的内压力，低压部分有一部分缸体承受外部的大气压。由于汽缸的重量大，结构复杂，在运行过程中，由于蒸汽的温度和比体积变化较大，汽缸各部分承受的应力沿汽缸的分布有较大的差别，因此汽缸在设计和制造过程中，仍需考虑较多的问题。其中主要有：汽缸及其结合面的严密性，蒸汽轮机启动过程中汽缸的热膨胀、热变形和热应力以及汽缸的刚度、强度和蒸汽流动特性等。

为了便于加工、装配和检修，汽缸做成水平中分形式，其主要特点是：把汽缸分为上下两个部分，转子从其径向中心穿过，为了使汽缸承受较大的蒸汽压力而不泄漏，汽缸上下两个部分用紧固件（螺栓、螺帽）连接，它们沿上下缸中分面外径的法兰将上下缸紧密联在一起。为了保证法兰结合面的严密性，汽缸中分面在制造过程中必须光洁、平整。法兰螺栓的连接一般采用热紧方式，也就是在安装螺栓时给螺栓一定的预紧力，在经过一段时间的应力松施后仍能保证法兰的严密性。另外，汽缸的进汽部分尽可能分散布置，以免造成局部热应力过大，引起汽缸变形。

随着机组容量的增大，蒸汽参数的提高，设计密封性能好而且可靠的法兰非常困难。为了解决这个问题，大型的蒸汽轮机往往做成双层缸体结构，内外缸之间充满着一定压力和温度的蒸汽，从而使内外缸承受的压差和温差较小，另外，采用双层缸结构时缸体和法兰都可以做得较薄，减小了热应力，有利于改善机组的启动和负荷适应能力。一般情况下，双层缸的定位方法为：外缸用猫爪支承在轴承座上，内缸与外缸采用螺栓连接，并用定位销和导向销进行定位和导向。

汽缸在运行中要承受内压力和内外壁温差引起的热应力，为了保证动静部分在正常运行时的正确位置，缸体材料必须具有足够的强度性能、良好的组织稳定性和抗疲劳性，并具有一定的抗氧化能力。对于汽缸的中分面法兰紧固件，因为其在应力松弛的条件下工作且承受拉伸应力，因而这些部件材料要具有较高的抗松弛性能、足够的强度、较低的缺口敏感性，以及较小的蠕变脆化倾向和抗氧化性。通常螺母的强度比螺栓低一级，这样两者硬度不同，减小螺栓的磨损，并能防止长期工作后不咬死。

为了保证汽缸受热时自由膨胀又不影响机组中心线的一致，在汽缸和机座之间设置了一系列的导向滑键。这些滑键构成了蒸汽轮机的滑销系统，对汽缸进行支承、导向和定位，保证蒸汽轮机良好对中，各汽缸、转子、轴承的膨胀不受阻碍。高中压缸一般都采用支承面和中分面重叠的上猫爪支承结构。汽缸本身的热膨胀和转子的热膨胀也是蒸汽轮机设计过程中要考虑的问题，要合理选定汽缸的死点、转子与汽缸相对死点的位置，留有足够的相对膨胀间隙，保证动静部分的间隙在合理的范围内，提高蒸汽轮机的整体工作效率。

蒸汽轮机在运行中，在汽缸内不允许有任何积水，因此，汽缸要设计有足够的去湿装置，疏水留有足够的通流面积，尽可能避免无法疏水的洼窝结构。

2. 高、中压缸

高、中压汽缸采用的合缸结构，通流部分为反向布置。它由高、中压外缸、高压内缸和中压内缸组成，形成双层汽缸结构，如图 4-3 所示。高、中压外缸和内缸缸体都是合金钢铸件，各沿水平中分面分为上汽缸和下汽缸，上、下蒸汽缸之间用法兰螺栓紧固，以便于机组的安装及检修。

汽缸的结构形式和支承方式在设计时给予充分考虑，当受热状况改变时，可以保持汽缸自由且对称的收缩和膨胀，并且把可能发生的变形降到最低限度。由合金钢铸造的高、中压外缸通过水平中分面形成了上、下两半（见图 4-4）。内缸同样为合金钢铸件并通过水平中分面形成了上、下两半。内缸支承在外缸水平中分面处，并由上部和下部的定位销导向，使汽缸保持与蒸汽轮机轴线的正确位置，同时使汽缸可根据温度的变化自由收缩和膨胀。连接到蒸汽轮机的蒸汽进口管道具有若干回路以便使热应力降到最低。

高压内缸装有高压 1 ~ 8 级隔板，内缸材料为 ZG15Cr2Mo1，允许工作温度不大于 566℃。支承结构为悬挂销；定位采用径向销结构。内缸轴向定位死点位于高压进汽口之前，

内缸此处有一定位环，其外缘与外缸上相应位置的凸缘配合，确定内外缸轴向位置，构成内缸相对于外缸的轴向膨胀死点。内缸外壁高压第 4 级处设置有隔热环将内外缸夹层空间分成 2 个区域，如此可以降低内缸内外壁温差，提高外缸温度。内缸通过左右悬挂销搭在外缸上，配准悬挂销下面垫片可以调整内缸中心高度，上面垫片的配准是为了配准内外缸的热膨胀间隙。螺栓安装时需要热紧。内、外缸之间靠径向销保持内外缸中心一致和内外缸间的自由膨胀。

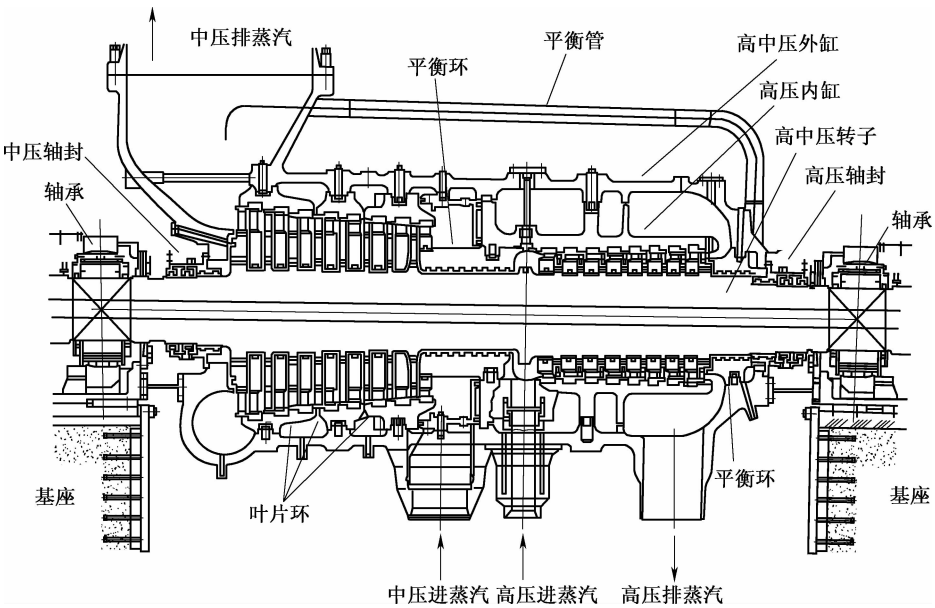


图 4-3　蒸汽轮机高中压缸

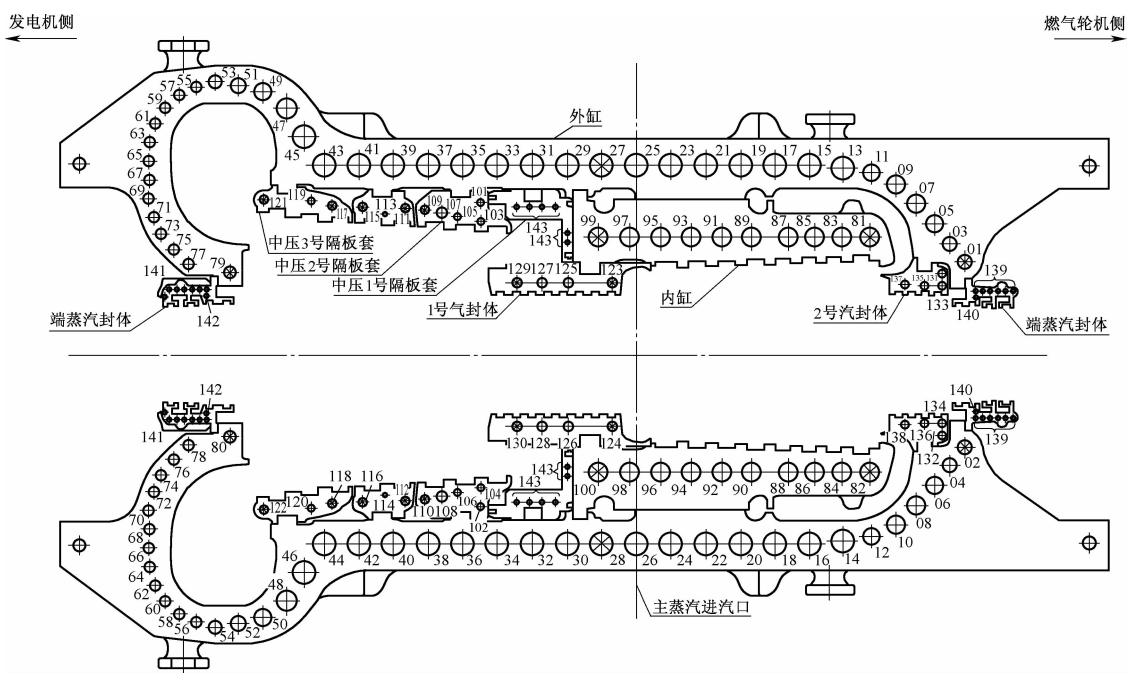


图 4-4　高中压蒸汽轮机水平中分面

高中压外缸内装有高压内缸、隔板套、隔板、汽封等高中压部分静子部件，与转子一起构成了蒸汽轮机的高中压通流部分。外缸材料为高温性能较好的 ZG15Cr2Mo1 铸件。外缸重量约为 40t（不包括螺栓等附件），允许工作温度不大于 566℃。外缸由下缸中分面伸出的前后左右 4 个猫爪搭在前轴承箱和中低压轴承箱的水平中分面下方，称为下猫爪非中分面支承结构。高中压缸与轴承箱之间的推拉靠汽缸下半缸与轴承座间的推拉梁来传递。外缸中下部的高压进汽管通过弹性法兰固定在外缸上。高压进汽管内套管通过活塞环与内缸相连接，可以降低内套管内外温差，减小对弹性法兰的热辐射。由于中压进汽温度非常高，为保护高中压外缸，专门设计了中压进汽遮热罩。

1 号平衡环、2 号平衡环、隔板和静叶持环支承在水平中分面的缸体内，并在缸体的顶部和底部设有导销。高中压缸体用四个同下缸上部整体浇铸的四个猫爪支承，其支承点位于水平中心线上。高压缸的支承点落在销上，置于高压缸的支座之间，使猫爪能够滑动自如。中压缸这一端缸体的猫爪同样落在中压缸与支座之间的销上，同样能够自由滑动。缸体的各端与支座用销子相连接，销子通过螺栓和销槽分别连到缸体和支座上。这些销使缸体相对于支座保持正确的轴向和横向位置。

中压侧的轴承座可在其底座上自由地作轴向移动，但可通过放置在汽缸与其底座之间的纵向中心线上的轴向键阻止其横向移动。这些轴承座的任何倾斜或上升倾向可用侧面的销子来限制，这些销子对轴向的滑动保留了足够的空间。

高、中压汽缸通流部分的压力级为反向布置，即高压汽缸中的压力级与中压汽缸中的压力级的蒸汽流动方向相反。这种反向布置的优点是：主蒸汽及再热蒸汽的进汽部分均集中在高、中压汽缸的中部，可减小蒸汽轮机转子和汽缸的轴向温差及热应力；高、中压汽缸中温度最高的部分布置在远离蒸汽轮机轴承的地方，使轴承受汽封温度的影响较小，轴承的工作温度较低，改善了轴承的工作条件，还可平衡一部分高、中压汽缸内的轴向推力。同时，因为前后轴端汽封均处于高中压缸排汽部位，使轴封长度显著减少。此外，高、中压合缸形式还减少了一至二个径向轴承，缩短了高、中压转子的长度。

3. 隔板

蒸汽轮机的级是由喷嘴静叶和与之相配合的动叶组成的，是蒸汽轮机做功的基本单元。当具有一定温度和压力的蒸汽通过蒸汽轮机的级时，首先将通过喷嘴静叶的蒸汽的热能转换为动能，然后在动叶中将动能转换成机械能，从而完成蒸汽轮机做功的任务。

隔板是将蒸汽轮机的通流部分分割成若干级，用以固定汽缸内各级静叶片和阻止级间的漏汽。蒸汽在级内进行能量转换时压力逐渐降低。若仅隔板两侧存在压力差，而动叶前后的蒸汽压力相等，这种级叫纯冲动级；若蒸汽内的压力降主要集中在隔板的静叶内，在动叶内只有较小的压力降则这种级叫冲动级；若蒸汽在在动叶栅和静叶栅内的压力降近似相等，则叫反动级。隔板的主要部件由外环、外围带、静叶栅、内围带、隔板体等部件组成。隔板一般做成沿水平中分的两块，便于安装拆卸，为了使隔板工作时具有良好的经济性和可靠性，隔板的结构应能满足以下要求：足够的强度和刚度，良好的汽密性，合理的支承和定位与转子同心，隔板上的喷嘴具有良好的空气动力性能、足够的表面光洁度和正确的出汽角。

本机高压部分共 8 级，装在内缸中，中压部分共 8 级，中压第 1 ~3 级隔板装在 1 号隔板套内，第 4 ~5 级隔板装在 2 号隔板套内，第 6 ~8 级隔板装在 3 号隔板套内。高、中隔板都采用焊接结构。

高中压采用自带冠静叶焊接方式。第 1 ~10 级为等截面叶片，第 11 ~16 级为弯扭叶片。

用隔板套代替中压内缸，可以大大节约制造成本，也可以分段选择不同的材料从而降低制造成本。隔板套采用上下半联接，非中分面支承。

4. 低压缸

低压缸处于蒸汽从正压到负压的过渡工作区域，排汽压力很低，蒸汽比体积增加很大，故低压缸多采用双缸反向对称布置的双分流结构，采用这种结构的主要优点是能很好地平衡轴向推力。另外，由于蒸汽比体积变化较大，为避免叶片过长，低压缸分成两个独立的缸体。

低压缸内每一级压力降不大，但其做功能力超过高中压缸的任何一个压力级（压缩比较大）。所以，低压缸的结构应能保证机组安全的前提下，多做功，低压缸排汽的压力低，排汽容积大，因此缸体庞大，并与凝汽器直接连接。

低压缸用地脚套来支承，该地脚套与机组底座连成一个整体并延伸到每个底座端，如图 4-5 所示。地脚套落在各自的座板上，座板用水泥砂浆浇注在基础上。低压缸由位于地脚套和基础之间的四个锚块来定位，位置如下：一个位于高压侧端；一个位于发电机端，置于横向中心线上，这样使蒸汽轮机缸体定位于横向位置，但是能够轴向膨胀；另两个锚块，每端各一个，置于靠近低压蒸汽轮机纵向中心线上，使蒸汽轮机定位于轴向，但还是允许横向膨胀。于是低压缸缸体可以在水平低座板上，向任何方向自由膨胀。

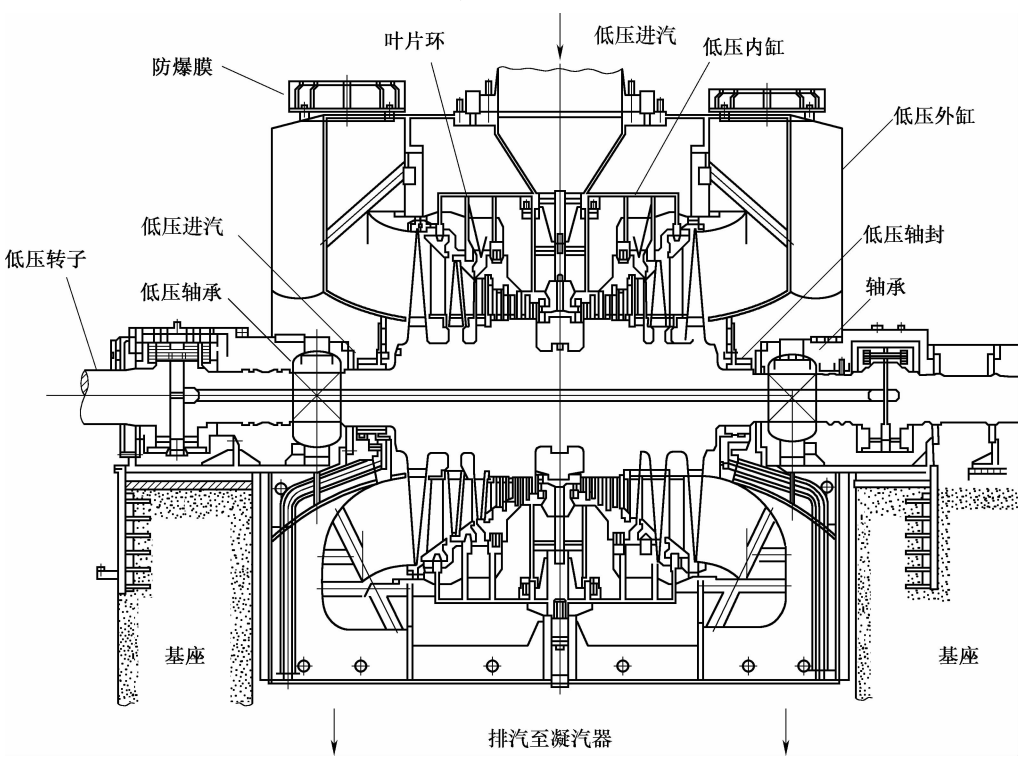


图 4-5　蒸汽轮机低压缸

低压缸采用焊接双层缸结构，轴承座为非落地式结构。内缸通过其下半水平中分面（见图 4-6）法兰支承在外缸上。水平法兰中部及内缸下半底部对应进汽中心处有定位键，作为内外缸的轴向相对死点，使内缸轴向定位而允许横向自由膨胀；内缸下半两端底部有纵

向键，沿纵向中心线轴向设置，使内缸相对外缸横向定位而允许轴向自由膨胀。低压外缸沿轴向分为两段，用垂直法兰螺栓联接，现场组装后再密封焊接。低压外缸上半顶部进汽部位有膨胀节与内缸进汽口和连通管联接，以补偿内外缸胀差和保证密封。低压外缸下半四周的支承台板放在成矩形排列的基架上，承受整个低压部分的重量。

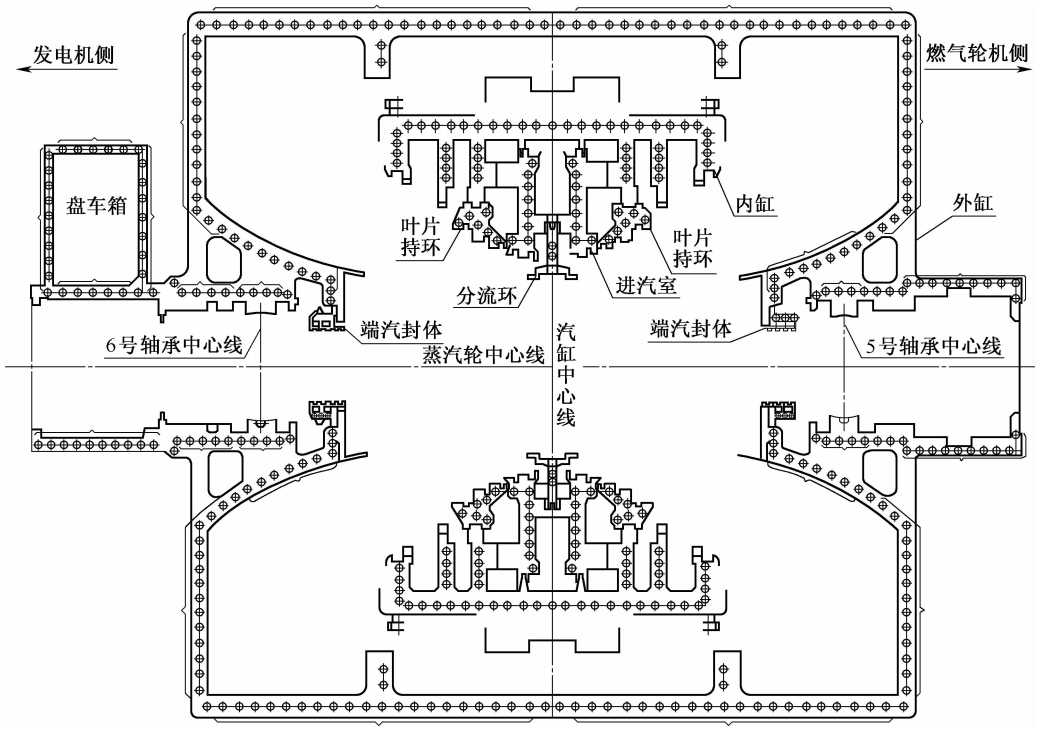


图 4-6　低压蒸汽轮机水平中分面

排汽口与凝汽器采用刚性连接，凝汽器由弹簧支承在基础上，正常运行时凝汽器水重由低压外缸承受。

低压外缸两端的上半缸上均装有大气薄膜阀，其作用是当低压缸的内压超过其最大设计安全压力时，自动进行危急排汽。大气阀的动作压力为 0.034 ~ 0.048MPa（表压力）。它包括一块薄铅板，抵挡外部大气压的一个支持盘，薄铅板被夹在低压缸外盖与防爆膜盖子之间。若蒸汽轮机排汽压力超过设定值，支持盘便向外用力，使铅板沿防爆膜盖子和支持盘一起剪断。支持盘和铅板盖子都成了碎片，汽缸内的蒸汽排出外面。膜片同低真空自动跳闸机构结合使用。在正常停机过程中，当排汽压力升至设定值时，应保持真空破坏阀为开启状态，确保缸体内不会超压。

低压第 1 ~ 4 级静叶片为自带冠弯曲叶片，低压第 5 ~ 7 级静叶片为直焊式弯扭叶片。

低压缸冷却：由于机组为单轴机组，发电机、燃气轮机、蒸汽轮机布置在一根轴上，当燃气轮机开始启动到并网以及直到蒸汽轮机进汽前，余热锅炉尚未启动或蒸汽参数未达到能进入到蒸汽轮机的要求，蒸汽轮机叶片空转产生鼓风损失，同时使叶片温度上升。由于低压缸叶片最长，叶片温度上升最快，因此，在机组启动期间，需要有低参数的辅助蒸汽进入低压缸，对低压缸叶片进行冷却。当机组转速超过 2000r/min 时，来自辅汽系统的低参数蒸汽向机组提供低压缸冷却用蒸汽。中低压缸正常进汽后退出冷却蒸汽。

在低负荷或空载情况下（特别是在甩负荷之后），由于没有足够的蒸汽量将低压汽缸内摩擦鼓风产生的热量带走，会导致排汽温度升高。排汽温度太高，排汽缸的温度也随之过高，则会影响与排汽缸连在一起的轴承座的标高，使低压转子的中心线改变，造成机组振动增大或发生事故。因此，在低压缸排汽区设有喷水装置，当排汽温度升高时按要求自动投入，以降低低压缸排汽温度。

低压缸喷水系统设计成在转子的转速超过600r/min，同时中压缸进汽压力小于0.23MPa或者排汽缸温度超过70℃自动投入，排汽温度低于60℃时停止喷水。气动控制阀控制由凝结水泵提供的冷却水，可自动控制也可手动喷水。

另外，还设定了低压缸排汽温度的报警值和跳闸值分别为80℃和120℃，当超过此数值时，分别发出报警和跳闸信号。

（二）转子

转子是蒸汽轮机转动部分的总称，它担负着把喷嘴叶栅排出来的蒸汽的动能转变为推动轴旋转的机械能及功率传递的重任，是蒸汽轮机重要的部件之一。蒸汽轮机转子的结构可分为转轮式和转鼓式两种类型。转轮式转子具有安装动叶的叶轮，一般由主轴、叶轮、动叶片和联轴器构成；转鼓式转子则没有叶轮，动叶片直接安装在转鼓上。通常冲动式蒸汽轮机的转子采用转轮式转子；反动式蒸汽轮机的转子为避免轴向推力过大而采用转鼓式转子。

转子上的动叶栅与对应隔板上的喷嘴叶栅构成蒸汽轮机通流部分的能量转换单元，将蒸汽的热能转变成推动转子旋转的机械能，通过主轴带动发电机做功。转子工作时，因高速旋转，它除了要转换能量、传递转矩外，还要承受旋转时质量所产生的离心力，因此要用高强度的金属材料制成。在高温区工作的转子，要采用耐高温的高强度材料。为了提高通流部分的效率，转子、静子部件间保持较小的间隙，要求转子部件加工精密，调整、安装精细准确。因此，转子的任何缺陷都会影响机组的安全经济运行。

本机高中压转子采用整锻无中心孔结构，能承受发电机出线端短路时所产生的最大转矩瞬时作用于转子上，如图4-7所示。转子材料为30Cr1Mo1V（10325AB），重量为19.8t，长度为8480mm，轴承间距为5200mm，最大直径1430mm。

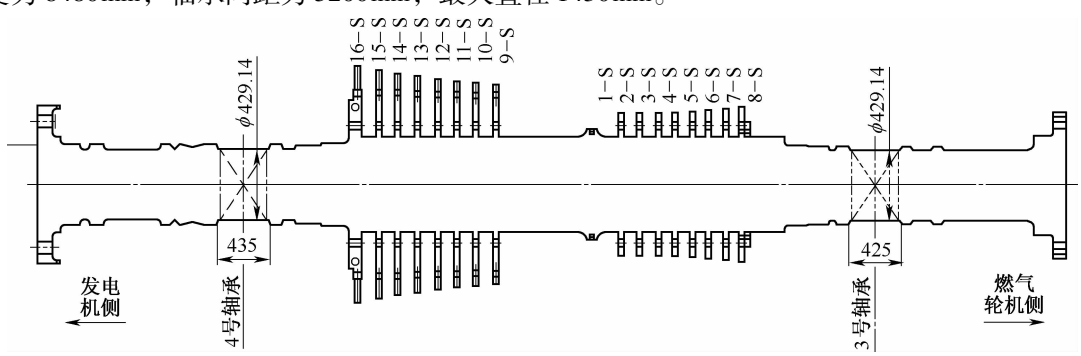


图4-7　高中压转子

高压部分共8级叶轮，高压各级为等厚截面叶轮，倒T型叶根槽。中压共8级叶轮，第1级为变截面叶轮，其余各级为等厚截面叶轮，纵树型叶根槽。

转子前轴颈为φ430mm，转子后轴颈也为φ430mm，与燃气轮机转子和低压转子用刚性联轴器联接，联轴器用16个特制螺栓连接，螺栓的装配和预紧力（伸长量）要求按联轴器

有关规定。

启动升速率或负荷变动率较大时，蒸汽温度变化较快，将导致转子热应力过大，损耗转子使用寿命。因此启动升速和变负荷时，要按照规定的升速率和变负荷率进行操作。

转子材料的脆性转变温度为121℃，因此，冷态启动时要充分暖机，在升速到额定转速之前，转子中心部位必须加热到121℃以上。

能在低于110%额定转速下的任何转速下运行，并能承受120%额定转速瞬时超速条件下产生的应力。

由于转子的不平衡量产生的激振力是引发转子振动的激振力。要消除振动，首先必需保证转子的不平衡量在要求的范围内。在加工过程中转子要进行很好的静平衡，装上叶片后要进行低速动平衡（450r/min）和高速动平衡（3000r/min）。

转子动平衡的一般步骤如下：

1）转子应在驱动机构的带动下低速盘动，使整个转子加热到大于125℃。

2）转子转速应以小于每分钟300r/min的升速率升到额定转速。

3）转子转速应保持在约400r/min以便检查辅助设备和高速动平衡试验台的仪表。

4）在1000r/min至额定转速之间每隔100r/min测量记录振动幅度。

5）转子在额定转速时应保持10min。

6）如果振动幅度在允许范围内，升速到额定转速的115%并保持2min。

7）转速应该很快从115%的额定转速降低到额定转速并保持10min。

8）在完成试验后，转子转速应降低到盘动转速。

低压转子同样采用整锻转子，材料为30Cr2Ni4MoV，总长度为6840mm，总重量（包括叶片重量）约为41.9t；低压正反向共14级叶轮，全部采用纵树型叶根，如图4-8所示。

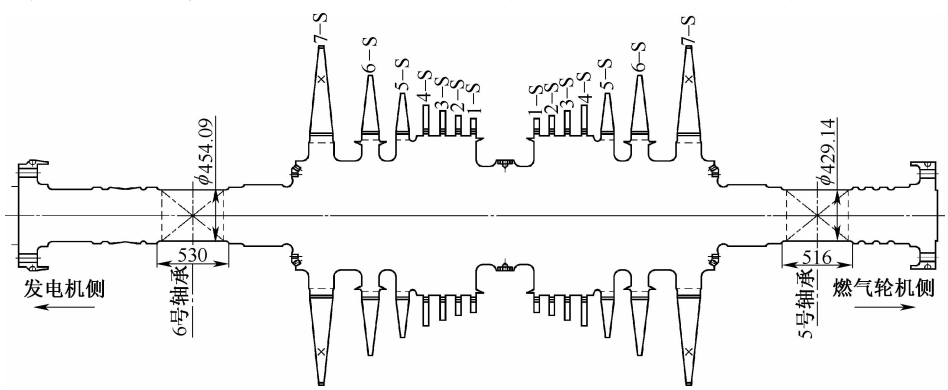


图4-8　低压转子

转子后轴颈为ϕ455mm，转子前轴颈为ϕ430mm，与高中压转子和电机转子采用刚性联轴器联接。

正反向末级叶轮外侧和正反向第1级叶轮之间均有平衡槽，供制造厂商进行动平衡时使用。正反向末级叶轮外侧有平衡螺塞孔，供电厂进行不开缸作轴系动平衡时使用。

低压转子设计特点如下：

1）采用整锻无中心孔；

2）能承受发电机出线端短路时所产生的最大转矩瞬时作用于转子上；

3）能在低于110%额定转速下的任何转速下运行，并能承受120%额定转速瞬时超速条件下产生的应力。

（三）叶片

叶片按用途可分为动叶片和静叶片两种。

动叶片安装在转子叶轮或转鼓上，接受喷嘴叶栅射出的高速汽流，把蒸汽的动能转换成机械能，使转子旋转。

静叶安装在隔板或持环上。在静叶栅中，蒸汽的压力和温度降低，流速增加，将热力势能转换为动能。

转子的临界转速见表4-1。

表4-1 转子的临界转速

转速/(r/min)	750	1050	1650	1850	2100	2500	3550	3900
阶次	GEN 一阶	GT 一阶	HIP 一阶	LP 一阶	GEN 二阶	GT 二阶	HIP 二阶	LP 二阶

叶片的工作条件很复杂，除因高速旋转和汽流作用而承受较高的静应力和动应力外，还因其处在过热蒸汽区、两相过渡区（指从过热蒸汽区过渡到湿蒸汽区）和湿蒸汽区段内工作而承受高温、高压、腐蚀和冲蚀作用。因此，在设计、制造叶片时，应充分考虑叶片的强度和刚度，又有良好的型线，以提高蒸汽轮机的效率。

本机高中压缸具有冲动型叶片而低压缸具有双流反动式叶片。为了减少蒸汽泄漏，在所有动静叶片的顶端动静部分的间隙处都装有汽封，动叶顶部的汽封叫叶顶汽封，静叶顶部的汽封叫级间汽封。

高压缸8级冲动式叶片采用“T”型叶根，中压缸8级冲动式叶片采用“纵树型-侧装型”叶根，低压缸2×7级反动式叶片采用“纵树型-侧装型”叶根。

本机叶片设计要求如下：

1）必须设计为能量转换高效率；

2）必须确保在超速试验、48.5～51.0Hz工作条件及其他负荷下叶片不会由于振动而受到损坏；

3）末级叶片必须进行防水蚀保护；

4）叶片在7倍转速下不会产生共振。

（四）平衡活塞

平衡活塞就是将轴封套直径加大，在转子上形成带齿形轴封的较大凸肩，蒸汽由凸肩齿形间隙的一端流向另一端时，因节流而产生压力降，由于凸肩两侧所承受的压力不同，于是产生与转子通流部分固有推力相反的轴向附加力并与之平衡。高压进汽区域内转子上加工有高、中压平衡活塞，高压通流部分的轴向推力由这两级平衡活塞加以平衡，再加上高压排汽平衡活塞的作用，轴向推力最后只剩下一个较小的正向推力指向发电机端，保证额定负荷下转子不漂移，运行稳定。

本机低压缸由于采用了对称布置结构，几乎不会产生额外的轴向推力。而高中压缸虽然采用了对流布置，但由于两边的工况不同，各自产生的轴向推力也不同，因此会有额外的轴向推力产生。为了尽可能减小轴向推力，使推力轴承的负荷减至最小，在高中压进汽端和高压缸排汽端有两个平衡环，即平衡活塞。

叶片前后蒸汽压差会产生相当大的推力，作用于转子的推力向着排汽端。在平衡环与轴

封之间的一个断面加工成一个平衡活塞，它的设计是为了平衡一部分轴向推力，减少作用在推力轴承上的负载，从而在机组各种运行工况下，限制转子的轴向推力。

从平衡活塞的密封泄漏出来的蒸汽流经外部管道进入中压缸排汽。其压力值根据蒸汽轮机工况而定。通过平稳活塞产生的压差使大轴向蒸汽入口方向移动，从而减小推力轴承的负载。

平衡环是上下半分式，由键支承在汽缸内，水平对接，通过径向键来上下对中。这样的布置方式，使它与蒸汽轮机大轴保持适宜位置，并在温度改变时，能够自由移动。

各迷宫式密封环制成一段段的，带有 T 形根装配入平衡环的相应沟槽内。在上部水平接口处每段密封环设有两个防滚动销钉。当上半平衡环被吊开时，该销钉还起到防止上半密封环段滚脱出来的作用。

每个密封环段背面装有叶形弹簧，由螺钉固定在环段上，螺钉的端头下留出足够的空隙，使弹簧片留有自由活动的余地。组装密封环时，在靠近螺钉的端头处点冲一下，以防运行中螺钉松出来。

［提示］机组不能在蒸汽轮机高中压缸其中一个缸退出的情况下连续运行。

（五）转子联轴器

联轴器是将蒸汽轮机各个转子及燃气轮机、发电机转子联成一体，用以传递转矩及轴向推力的重要部件，主要有刚性、半挠性、挠性联轴器三类。大型发电机组一般采用刚性联轴器，这种联轴器结构简单，连接刚度大，传递力矩大。另外，刚性联轴器连接的轴系只需要一个推力轴承平衡推力，简化了轴系的支承定位，缩短了轴系长度。但此种联轴器连接的轴系需要高精度的轴系对中，否则，各个转子相互影响较大，容易引起轴系振动。

本蒸汽轮发电机组轴系的燃气轮机转子、高中压蒸汽轮机转子、低压蒸汽轮机转子、发电机转子全部采用刚性连接，每根转子分别有两个轴承支承。轴系的四根转子的联轴器基本上都是相同的，联轴器的两个法兰面分别与各自的转子锻成一个整体，联轴器的两个法兰面有配合螺栓紧固并保证两转子同心。环形垫片放在两个联轴器之间，法兰两侧均设有套筒配合，用以保证两根大轴能够相互对中。因此若要取下环形垫片，必须使两个大轴的法兰尽量沿轴向分开来。其上设计的螺旋千斤顶孔，即为此用。

低压缸与发电机之间的联轴器被加工成四周带齿的齿轮，该齿轮与盘车齿轮相啮合。盘车齿轮用于机组停机时使大轴缓慢转动，以防止转子发生热弯曲。

（六）汽封

作为高速旋转的蒸汽轮机，其动静部分必须留有一定的间隙，为了减小泄漏，必须安装防止泄漏的装置来提高蒸汽轮机的工作效率，这种装置通常称为汽封。广泛使用在大功率蒸汽轮机发电机组上的是非接触式的迷宫式汽封。

迷宫式汽封又称曲径汽封，几种迷宫式汽封的示意图如图 4-9 所示。其工作原理是：在合金钢环体上车制出一连串较薄的薄片，每一个扼流圈后是一个膨胀室，当蒸汽通过时，速度加快，在膨胀室蒸汽的动能变化为热能，压力降低，比体积增大。依此类推，在蒸汽通过多个扼流圈时，其每个扼流圈的前后压差就很小，泄漏量就降低很多。

根据汽封装设的位置不同，汽封又分为下列几种，如图 4-10 所示。

（1）叶栅汽封

主要密封的位置包括动叶片围带处和静叶片或隔板之间的径向、轴向以及动叶片根部和静叶片或隔板之间的径向、轴向汽封。

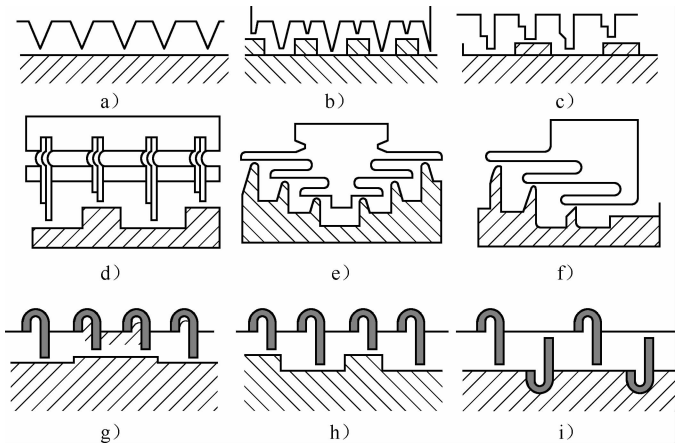


图 4-9　几种迷宫式汽封的示意图

a）整体平齿　b）、c）整体高低齿　e）、f）整体纵树形　d）、g）、h）、i）镶片式

（2）隔板汽封

隔板内圆面之间用来限制级与级之间漏汽的汽封。

（3）轴端汽封

在转子两端穿过汽缸的部位设置合适的不同压力降的成组汽封，就是常说的轴封。

由于装设部位不同，密封方式不同，采用的汽封形式也不尽相同，通常叶栅汽封和隔板汽封又称为通流部分汽封。

1. 通流部分汽封

蒸汽轮机的通流部分汽封主要作用是减少蒸汽从高压区段通过非做功区段漏向低压区段，保证尽可能多的蒸汽在通道内做功。

图 4-10　通流和轴端汽封

1）叶栅汽封　前后压差较小，装设部位狭小，因而结构简单，一般情况叶顶径向汽封梳齿嵌压在静止件上，它与围带维持着较小的间隙，构成简单的叶顶轴向汽封。

2）隔板汽封　相对与叶栅汽封而言，其前后的压差大，汽封梳齿较多，结构较为复杂。由装在隔板内孔的汽封圈和转子上的凸台形成。汽封圈沿圆周分成几段，在隔板水平结合面处装入隔板 T 型槽内，并用弹簧板将其压住。在 T 型槽的侧面开有小孔，运行时，蒸汽进入槽内，对汽封圈产生附加力，使汽封圈始终向心。

2. 轴端密封

蒸汽轮机轴端密封装置有两个方面的功能：一是在蒸汽轮机压力区段防止蒸汽外泄，确保进入蒸汽轮机的全部蒸汽都沿蒸汽轮机的叶栅通道通流做功，提高蒸汽轮机的效率；二是在真空区段，防止蒸汽轮机外侧的空气向蒸汽轮机内泄漏，保证蒸汽轮机组有良好的真空，降低蒸汽轮机的背压，提高蒸汽轮机的做功能力。

装在蒸汽轮机转子上的轴封用来防止蒸汽从壳体沿转轴逸出。轴封为迷宫型，包括一定数量的轴封片，以减少蒸汽泄漏。用蒸汽向轴封供轴封用汽。漏出来的蒸汽从外腔室经下半

轴封体的两连接管，进入轴封冷却器。轴封冷却器使外轴封小室保持局部真空，以防止蒸汽经该小室漏出到主厂房。

轴封蒸汽通过下半轴封体的两连接管，进入内轴封与外轴封之间的小室。在各种运行工况下，轴封蒸汽调节门都能使轴封汽室的汽压保持在0.3bar㊀（表压力）。

轴封环的形式都是相同的，每个环分成8段，带有T型的根部，嵌入轴封体的沟槽内。为防止轴封环转动，设有防转动销钉，装在上半轴封环段水平接口的槽口处。每个轴封环背面装有4个叶形弹簧片，用螺钉将弹簧片固定在段块上，在螺钉的头部下留有足够的空隙，使弹簧能够自由活动。组装轴封环时，在靠近螺钉端头处的环段上点冲一下，使螺钉在运行中不会松出来。

所有轴封都是金属迷宫型、弹簧分段式汽封圈。汽封圈为高低齿或平齿，小间隙配合凸台直接在蒸汽轮机转子上加工而成。这一连串的高低齿结构形成的小间隙，使泄露的蒸汽流量达到最小。两段汽封之间的腔室里有泄漏的空气及泄漏的蒸汽。若是因为某些变工况条件造成转子变形，分段弹簧式汽封所具有的“退让”功能可以降低汽封齿和转子摩擦时产生的热量对转子的损坏。轴封环段块在接口处都有标记，解体轴封环后重新组装时，应使这些段块回装在原来的位置上。在每个密封环段设有供压槽口，并使密封环径向就位，这是因汽压的作用。安装时各密封环段的槽口应面向汽流。装在轴封环段上的轴封条在转子表面上形成很小的转动间隙。轴封条是错开排列的，防止蒸汽形成直线通路，穿过轴封。组装轴封体时，由销钉和螺栓将其定位在汽缸上。

3. 注意事项

蒸汽轮机正常运行时须供给轴封蒸汽，防止空气通过轴封流入蒸汽轮机。若有空气进入蒸汽轮机，将降低凝汽器真空程度，造成机组出力和效率的降低。机组运行中，若关闭轴封蒸汽，低温空气经轴封进入蒸汽轮机内，会使汽缸冷却下来，将造成转动与静止部件发生摩擦而损坏蒸汽轮机。

在停机时，在机组转速高于额定10%（转速约300r/min）前，不要破坏凝汽器的真空。过早地打开真空破坏阀，将使轴封蒸汽流量减少，有害于末级叶片，甚至造成损坏。即使凝汽器真空破坏阀已打开，保持轴封供汽，直到凝汽器内的压力与环境压力相同。这样将没有可能使转子和轴封区域很快冷却下来。

除非在下列紧急情况下，凝汽器真空破坏阀不要打开，直到蒸汽轮机转速达到额定转速的10%以下：

1）机组因推力轴承故障而跳闸；

2）机组因轴承油压低而跳闸。

（七）轴承

为保证蒸汽轮机转子在汽缸内的正常工作，蒸汽轮机毫无例外地采用了径向支持轴承和推力轴承，径向支持轴承承担转子的重量和因部分进汽或振动引起的其他作用力，并确定转子的位置，保证转子与汽缸的中心线的一致；推力轴承承担汽流引起的轴向推力，并确定转子的轴向位置，确保蒸汽轮机的动静部分的间隙。由于蒸汽轮机发电机组属重载高速设备，轴承全部采用以油膜润滑理论为基础的滑动轴承。

在选用蒸汽轮机发电机组轴承时，主要考虑下列问题：主轴承的型式要确保不出现油膜振

㊀ $1bar = 10^5 Pa$。

荡，充分考虑汽流激振力的影响；具有良好的抗干扰能力；检修时不需要揭开汽缸和转子，就能够把各轴承方便地取出和更换；轴承最好采用水平中分面轴承，不需吊转子就能够在水平，垂直方向进行调整。推力轴承能持续承受在任何工况下所产生的双向最大推力。各支持轴承均设轴承金属温度测量点，测量点位置和数量要满足蒸汽轮机运行监视的要求。

1. #3、#4 支持轴承（可倾瓦式）

3 号、4 号支持轴承结构如图 4-11 所示，它由 4 个键支承的具有自位功能的可倾瓦轴承。该轴承由 4 块巴氏合金钢制轴瓦组成，具有径向调整和自动润滑功能。轴承壳体制成两半，与轴承座的水平中分面齐平，用定位销定位。各瓦块均支承于轴承壳体内，且用支持销定位。位于瓦块中心的调整垫块与支持销的球面相接触，作为可倾瓦块的摆动支点，因此轴承可以随转子摆动并自对中心。

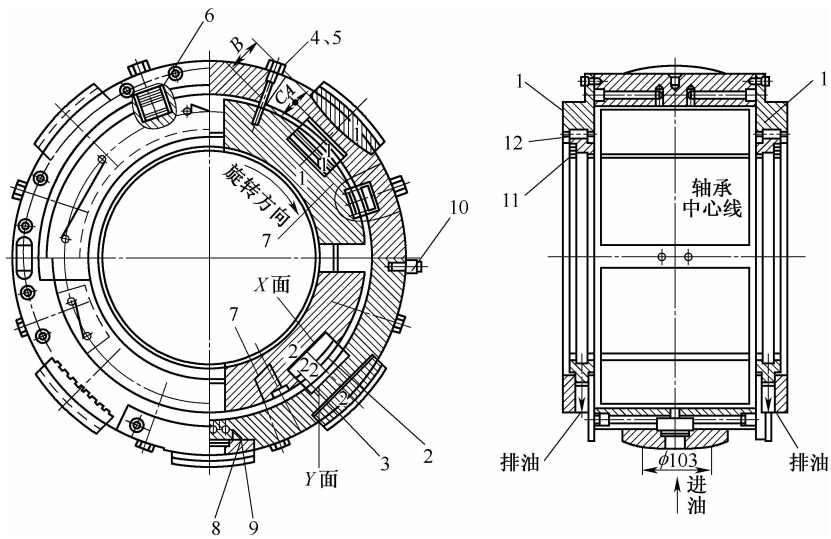


图 4-11　3 号、4 号支持轴承结构图

1—油封挡环　2—支持销　3—调整垫块　4—临时螺栓　5—螺塞　6—弹簧
7—瓦块　8—垫块　9—垫片　10—止动销　11—油封环　12—限位销

轴承壳体由 4 块钢制键支承在轴承座内，其外圆直径加工的比轴承座内孔直径稍小。这些键分别安装在壳体的上半、下半与轴承水平、垂直中心线成 45°的位置上。在每个键和轴承壳体之间设有垫片，以便在垂直和水平方向调整轴承确定转子在蒸汽缸内的准确位置。安装于轴承壳体的止动销，伸入轴承座水平中分面下一凹槽内，用以防止轴承在轴承座内转动。

轴承瓦块和调整垫块、支持销均编号 1 至 4、打印，并在轴承壳体上相应的位置编号，以便在检修后瓦块和垫块仍能装在原来的相对位置。每块瓦块两端的临时螺栓在组装和运送时联接在轴承壳体上将瓦块固定就位，但在总装时拆去，并用螺塞替代，螺塞旋入后必须略低于轴承体垫块的表面。

润滑油通过带孔垫片和节流孔板进入轴承壳体，轴承壳体两端面上开有环槽，润滑油经过环槽通过在水平和垂直方向上开的 8 个孔进入轴承各瓦块，沿着各瓦块间的轴颈表面分布，并从两端排出。

油封环及油封挡环防止从轴承两端大量漏油，油封环做成两半，固定在轴承体上用限位销防止挡油环转动，油通过两侧的挡油环的排油孔排出，返回轴承座。

2. #5、#6 支持轴承（套筒型）

低压缸两个支持轴承为三键套筒型轴承，如图 4-12 所示。它包括衬以巴氏合金的铸钢外壳、供油润滑和轴承中心位置的调整。外壳水平中分，设有两个销钉使组装成上下两半时，保证两半完全吻合。

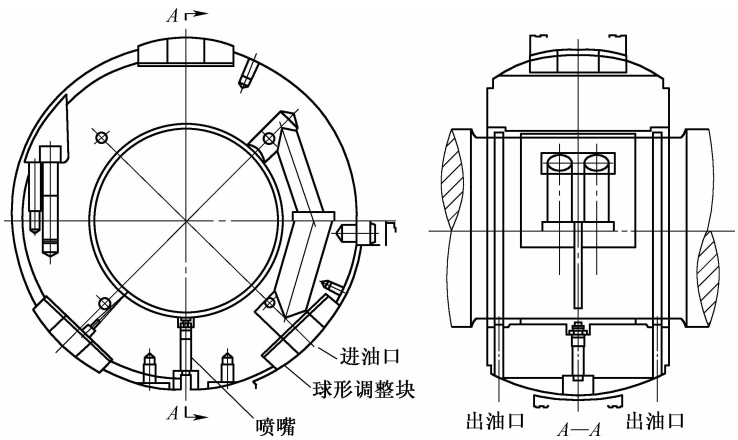


图 4-12　#5、#6 支承轴承结构图

该轴承由三个钢块或称键销来支承，位于底座内的球形孔座，键销的弧形外表面半径稍小于底座的内孔。其中两个键销，装在轴承外壳的下半部分，与水平和垂直中心线呈 45°角的位置上；另外一个键销置于外壳顶部的垂直中心线上。各键销与轴承外壳之间，装有内衬或垫片，它是用来调整垂直和水平位置，从而确定大轴在汽缸内的具体位置。在轴承外壳的水平结合面的下方，设有个销钉，装入轴承外壳内，销钉端头突出于轴承座，用于防止轴承与其底座之间发生转动。润滑油通过底座上的钻孔与相对应的键销中心孔，送入轴承内。润滑油经键销中心孔进入轴承上半外壳的油释放区。这样可保证在所有时间内，能可靠润滑轴承。轴承的油释放区，并不延伸到轴承的两端，而是止于两端的环状沟槽。于是环状沟槽中一些润滑油，流经下半轴承外壳上的几个小孔，进入底座。

三个轴承键销都有油孔通过其中心。该键销及轴承外壳上都有简单标记，组装时，应按标记装回原位。

（八）滑销系统

1. 汽缸膨胀

蒸汽轮机发电机组从启动过程到正常运行状态，汽缸要膨胀，转子也要膨胀。对于双层缸结构的蒸汽轮机，内外缸之间也会产生相对膨胀。由于汽缸和转子使用材料不同、几何尺寸不一样、各部分承受的温度也不同，汽缸和转子、内外缸之间膨胀量不完全相同，必然产生膨胀差。为了保证蒸汽轮机在启动、停机过程中，汽缸、转子能按照设计要求定位和对中，保证其膨胀不受阻碍，蒸汽轮机配置了一套完善的滑销系统。该滑销系统主要有横销、纵销，立销、角销等部件组成，通过在不同部位的安装，控制蒸汽轮机的膨胀方向。一般情况下大型蒸汽轮机由于轴系长，缸体绝对膨胀值大，均采用多死点滑销系统，保证蒸汽轮机的沿不同方向上的自由膨胀。

横销的作用是保证蒸汽轮机汽缸沿横向自由膨胀，限制其轴向位移，使汽缸运行在允许间隙的范围内。纵销是保证汽缸沿轴向自由膨胀，限制横向膨胀。纵销中心线和横销中心线

的交叉点形成汽缸的死点，当汽缸膨胀时该点始终保持不变，如图 4-13 所示。立销的作用是限制汽缸的纵向和横向移动，允许汽缸上下膨胀。

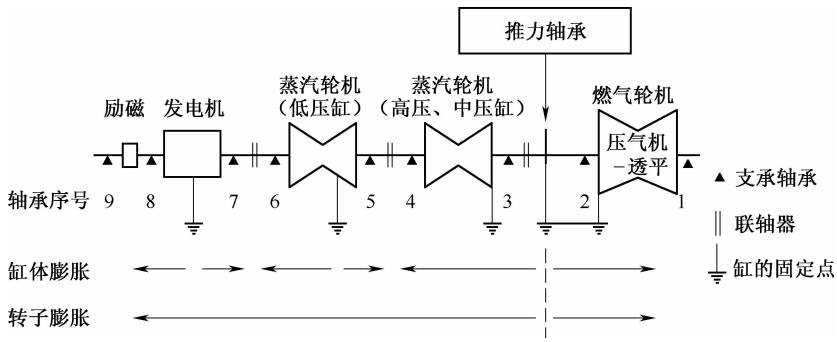


图 4-13　蒸汽轮机的相对死点和绝对死点

2. 转子膨胀

蒸汽轮机转子的膨胀死点的确定：转子是采用刚性连接的，轴向位移可以传递；轴向推力是由推力轴承承担，该轴承允许的位移是很小的，因而推力轴承工作面就是转子和汽缸的相对死点。当机组的动静部分相对位置调整完成后，转子的轴向推力就由推力轴承承担。转子膨胀时，以该死点为基准向前、向后膨胀，距离该点的位置越远，其相对位移越大。

高中压蒸汽轮机缸体由 4 个猫爪来支承。该猫爪落在销上，该销位于猫爪与 3 号和 4 号轴承的轴承座之间，这样猫爪可自由地作滑动。

高中压缸体的 3 号和 4 号轴承座通过对中梁连接到底座上。3 号底座由一向锚块轴向固定，于是高中压缸体的热膨胀通过对中梁传到 4 号轴承座上。4 号轴承座可在其底座上自由的轴向滑动，而该 4 号轴承座和底座间设有在纵向中心线上的轴向键，限制轴承座和底座之间产生横向移动。轴承座若发生倾斜或抬起倾向都有侧面的销予以限制，该侧面的销子装配留有足够的间隙，允许自由轴向移动。高中压蒸汽轮机缸体从轴承座上的抬起倾向则由每只猫爪的螺栓所限制。但该螺栓配装在螺母下留出足够的间隙，当温度变化时，可使缸体的猫爪在螺栓四周能够适当移动。

（九）盘车装置

蒸汽轮机启动前和停机后，为避免转子弯曲变形，须设置连续盘车装置。在蒸汽轮机启动进汽前，转子两端由于轴封供汽，蒸汽便从轴封两端漏入蒸汽轮机，并集中在汽缸上部，使转子和汽缸产生温差，若转子不转动则会使转子产生热弯曲。同样，蒸汽轮机停机后，转子仍具有较高的温度，蒸汽聚集在汽缸的上部，由于汽缸结构不同，蒸汽轮机上下缸温降速度不一样，也会使转子产生热弯曲。另外，在蒸汽轮机启动前，通过盘车可使蒸汽轮机上下缸以及转子温度均匀，自由膨胀，不发生动静部分摩擦，有助于消除温度较高的轴颈对轴瓦的损伤，还能消除转子由于重力产生的自然弯曲。

盘车一般分为低速盘车和高速盘车两类，高速盘车的转速一般为 40 ~ 80 r/min，而低速盘车一般为 2 ~ 10 r/min。高速盘车对油膜的建立较为有利，对转子的加热或冷却较为均匀，但盘车装置的功率较大。高速旋转如果温降速度控制不好，容易磨坏汽封齿。

本机组配置了由链条、蜗轮蜗杆、齿轮、复合减速摆轮、啮合齿轮等组成的低速盘车装置，如图 4-14 所示。

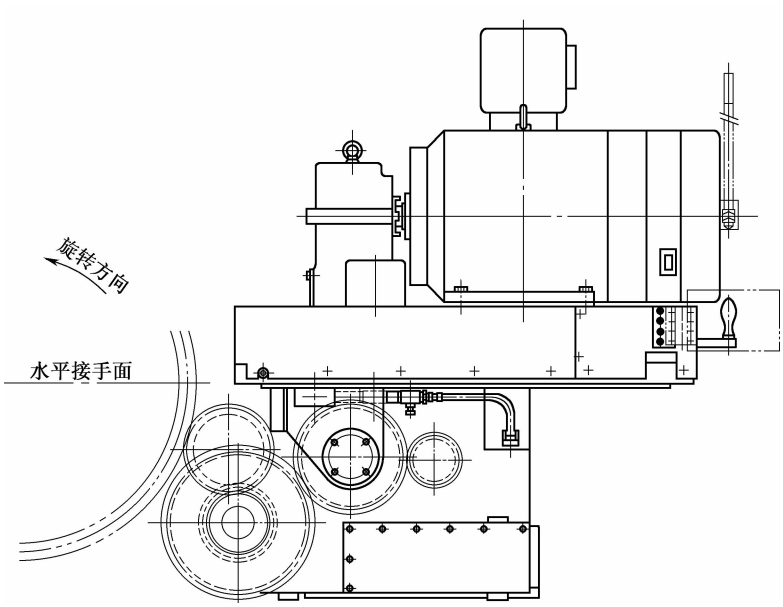


图 4-14　盘车装置

盘车齿轮的电动机组件装在盘车齿轮箱上面。盘车电动机的轴带动链轮、链条、蜗轮、齿轮。齿轮与联轴器中间齿轮相啮合，盘车齿轮装置可带动大轴以约 3r/min 的转速旋转。

带有拉杆机构的拉杆组件使齿轮与联轴器中间齿轮相啮合或脱开。齿轮在轴上转动，轴由两个板片夹住。齿轮的轴作为转枢轴。板片的内端与拉杆相连接。于是挪动拉杆到“IN”的位置，便移动齿轮与联轴器中间齿轮相啮合，使大轴转动起来；若移动拉杆到“OUT”位置，齿轮便脱开，使大轴停止转动。

齿轮的转动方向和位置是相对于转枢轴而定的，因此只要齿轮的扭力传到联轴器中间齿轮上，齿轮将持续啮合。当蒸汽轮机大轴的转速增加到足以带动盘车齿轮时，因联轴器中间齿轮的扭力使齿轮自动脱扣。

轴套和齿轮不需要润滑，蜗杆和蜗轮由轴承的供油润滑。蜗杆和蜗轮总是浸没在盘车齿轮箱的油池中。

（1）盘车装置自动啮合

机组停机时，按照下述程序使盘车齿轮自动啮合：

1）将盘车装置的控制开关打到“远方”位置，开始进入自动控制程序。

2）控制开关处于“远方”位置，当蒸汽轮机大轴转速降至约 600r/min 时，自动盘车程序启动，顶轴油泵自启动，盘车供油电磁阀打开，对盘车齿轮提供充足的润滑油。

3）当转子转速到 0 后，盘车电动机自启动，随后立即停止。此时，盘车啮合供气阀电磁阀打开，在电动机转速缓慢下降过程中，带动盘车齿轮拉杆，齿轮便与联轴器中间齿轮啮合起来。

（2）盘车自动脱扣

机组启动时，盘车齿轮的自动脱扣程序如下：

1）当机组大轴转速高于盘车转速时，齿轮便自动脱扣。

2）当动作拉杆移向脱扣位置时，使一个开关合上后，空气进入汽缸的另一端，齿轮便离开联轴器中间齿轮，并使轮齿完全脱开。当动作拉杆达到全脱扣位置时，限位开关使盘车齿轮马达和空气供给两者都停止下来。

3）大轴转速升到约 600r/min 后，自动脱扣程序解除，停止供给盘车齿轮润滑油。

在机组的任何状态下，“控制回路”能满足“远方”状态切换到“就地”状态。

在蒸汽轮机升速超过盘车转速并具有足以使盘车设备脱扣的转速时，啮合小齿轮将自动脱开。操纵杆在连杆机构移向脱开位置时，将拉动气动啮合缸的活塞，直到活塞不再移动为止。此时零转速指示器的压力开关将关闭，并提供气动啮合缸活塞下的压缩空气，把操纵杆推向完全脱离啮合的位置。此时，弹簧座上的位置开关被拨叉拨到切断盘车电动机电源的位置。而与操纵杆相连的挡块会拨动固定在护罩上的另一个位置开关的滚轮，从而停止提供压缩空气。

当蒸汽轮机发电机转子升速到 600r/min 时，自动程序将不起作用，使盘车设备停止运动，并切断润滑油，同时使顶轴装置停止运行，整个盘车运行结束。

控制电路能在任何运动方式中做到从“自动”到“手动”的切换。

（十）转子接地装置

转子接地装置连接到蒸汽轮机的转子上，防止静电在蒸汽轮机转子上积聚放电。

此装置由安装在支架上的电刷组成。支架由螺钉拧紧在蒸汽轮发电机端部的油密封环上。电刷保持与蒸汽轮机转子相接触。蒸汽轮机转子上的静电通过电刷、油密封环和轴承底座接入大地。

静电测量可用真空管电压表、示波器或高阻抗电压表。必须把一根引线置于发电机轴承靠近蒸汽轮机侧转子，另一根引线接在汽缸上。

为了了解老化情况，需要记录直流电压、转子对静止部件的极性和交流电压。

轴电压允许值：DC1V，AC1V（方均根值）。

［重要提示］测量静电电压时，需确保振动检测探头没有与转子相接触，否则会影响测量结果。

由于接地装置在高速滑动，擦过情况下传送相对微小的电流，电流会使接地铜条表面产生氧化膜。由于氧化膜高电阻会降低接地铜条的接地效果。因此，需要定期检查和维护以确保接地铜条有效。如果由于氧化膜的缘故而升高了轴电压，就必须轻轻打磨编织带的表面或者更换。当接地铜条厚度降到 50% 时必须更换。

（十一）蒸汽轮机各测点位置

位于轴承箱上的测量点，见表 4-2。

表 4-2　轴承箱上的测量点

序号	名　　称	#3 轴承箱	#4 轴承箱	#5 轴承箱	#6 轴承箱
1	轴承振动探头	✓	✓	✓	✓
2	高、中压缸差胀探头		✓		
3	低压蒸汽轮机差胀探头				✓
4	转速测量探头			✓	
5	零转速测量探头			✓	
6	转子相位探头			✓	

（续）

序号	名　　称	#3 轴承箱	#4 轴承箱	#5 轴承箱	#6 轴承箱
7	转子偏心探头	✓			
8	外缸膨胀刻度		✓		

相关说明如下。

（1）转子振动探头

振动探头用于测量和记录在运行中的蒸汽轮机-发电机转子的振动。它要靠近主轴承测量振动。过大振动会作为对蒸汽轮机-发电机异常和可能危险情况的警告。每一振动仪表配备有报警器和断路器，在测出过大振动时就启动。

（2）差胀探头

在蒸汽进入蒸汽轮机时，转动零件和外缸会膨胀。由于转动零件质量较小，加热较快，所以比外缸膨胀较快。设置转动零件和静止零件之间的轴向间隙，从而允许蒸汽轮机差胀。但如果超过可允许的差胀范围，转动和静止零件之间可能发生接触。差胀探头的用途是监测转动和静止零件的相对运动。差胀在靠近4 号轴承或6 号轴承的发电机侧测出。差胀仪表配备有报警继电器，如果接近轴向间隙的范围就启动。

（3）转子偏心探头

转子偏心探头安装在靠近3 号轴承的燃气轮机侧。在燃气轮机停运时，如果转子外缸的上半部温度高于下半部时，由于不均匀冷却，转子会趋向弯曲。用盘车装置慢慢转动转子，转子会均匀的冷却，从而使弯曲降低到最小限度。偏心仪表配备有报警继电器，在到达偏心范围时就启动。

（4）转子相位探头

转子相位探头安装在转子靠近5 号轴承的地方，并用于测量转子的相位角。转子相位仪表不配备报警继电器，然而转子振动仪表和转子偏心仪表采用转子相位传感器从而就能指示振动的相位角和/或偏心度。

（5）外缸膨胀传感器

外缸膨胀传感器安装在高中压缸的发电机侧，在高压外缸从轴向固定点测量外缸膨胀。依次记录外缸膨胀，从而检查外缸是否有异常膨胀现象，如不连续性和（或）黏结情况。

（6）速度传感器和零转速探头

安装速度传感器和零转速探头测量蒸汽轮机-发电机转子的转速。速度传感仪表的信号用于蒸汽轮机控制、保护和显示。

三、蒸汽轮机进汽机构

本机组将蒸汽轮机的高、中、低压主汽阀、调节阀从蒸汽轮机缸体上分离出来，成为单独的蒸汽阀组。

采用阀体与汽缸分离并固定在基础上的布置方式，增加了导汽管中贮存新汽的容积，在甩负荷时容易引起机组超速，对调节系统稳定性有不利影响。为了克服这一缺点，采用使阀体尽量靠近汽缸但又不单独固定的方法，同时将主汽阀和调节阀合装在一个壳体内来简化阀体的结构。

（一）高压主汽阀

本机组高压主汽阀是带预启阀的“双插塞”型单座阀，立式布置，通过螺栓支承于支

架上。该阀靠弹簧力关闭、靠高压油推动油动机活塞开启。

预启阀装在主阀碟的内部。图 4-15 所示为阀门的关闭位置。在进汽压力与两个压缩弹簧的双重作用下，阀杆把阀碟紧压在阀座上，以保证其关闭的严密性。预启阀与阀杆连成整体，当阀杆动作要打开主阀时，预启阀先被打开，少量蒸汽通过预启阀流至主阀后，减少主阀蝶前后的压差，以减小打开主阀所需的提升力。当阀杆进一步移动，可使阀杆与主阀螺纹衬套接触，使主阀移开其阀座。当主阀全开时，主阀螺纹衬套会紧紧贴合在阀盖球面上以防止蒸汽沿着阀杆泄漏。在主汽阀未开或未全开时，阀杆与衬套之间的间隙会导致泄漏，称门杆漏汽。高压主汽阀有两级漏汽：第一级送至冷再蒸汽管道；第二级漏汽送至轴封加热器。

阀体内设置圆柱形蒸汽滤网，它与阀盖组成一体，并与主汽阀整圈相配，以防止外物通过主汽阀进入蒸汽轮机。

在主汽阀上有一个测量阀体内壁金属温度的热电偶，一个测量阀体外壁温度的热电偶。

（二）高压调节阀

高压调节汽阀是单座式插塞阀，由一个单侧进油的油动机控制其开度，靠油动机压力油开启，由弹簧力关闭，如图 4-16 所示。调节阀的阀碟和阀座垂直装在一个蒸汽室内，阀盖与蒸汽室的顶部用螺栓连接。当调阀全开时，调阀螺纹衬套会紧紧贴合在压盖球面上，以防止蒸汽沿着阀杆泄漏。在调节汽阀未开或未全开时，阀杆与衬套之间的间隙会产生泄漏，泄漏蒸汽的第一级送至冷再蒸汽管道，第二级漏汽送至轴封加热器。调节阀的出汽口位于蒸汽室底部，导汽管分别与调节阀出口和高压缸焊成一体。导汽管的最低点有疏水管，引入疏水扩容器。

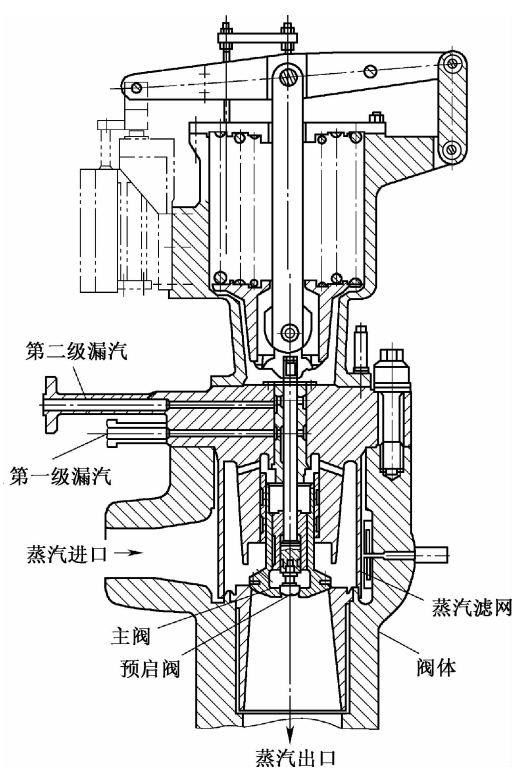


图 4-15　高压主汽阀

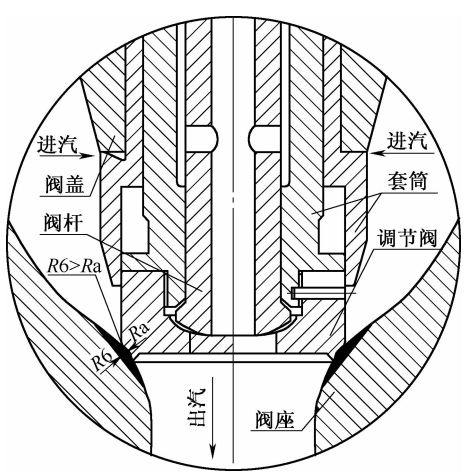


图 4-16　高压调节阀

在调节阀上有一个测量阀体内壁金属温度的热电偶，一个测量阀体外壁温度的热电偶。

（三）中压主汽阀

中压主汽阀是摇板式止回类蝶阀，其驱动机构是单侧进油的油动机，如图 4-17 所示。阀门通过螺母连接在阀碟摇臂上，摇臂通过键固定在主轴上。主轴通过连杆与活塞杆相连。连杆可以转动，油动机进油活塞向上运动使阀门打开直至全开位置。油动机控制压力油失压，在弹簧力作用下使阀门关闭。

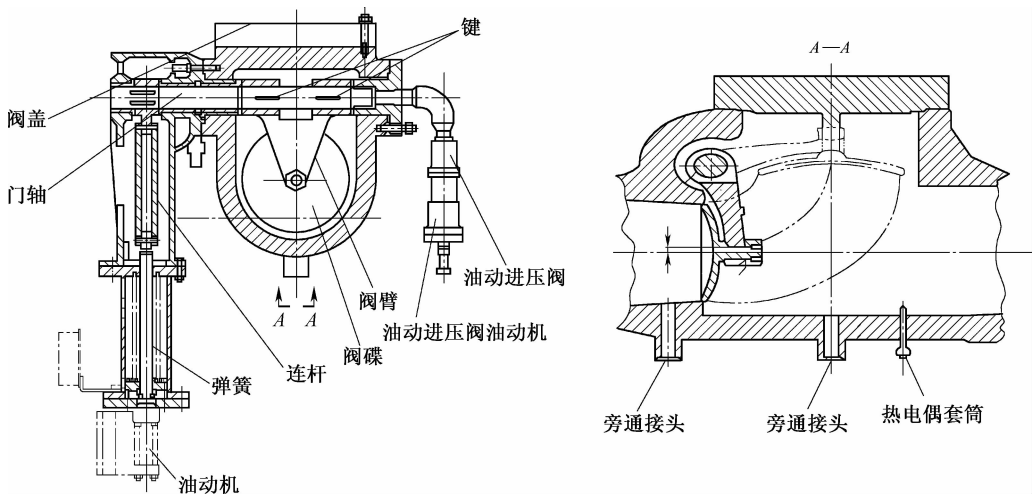


图 4-17　中压主汽阀

在阀碟前后装有由压缩空气为操作动力的旁通阀，以降低阀蝶前后压差从而减小打开阀碟所需的力。

中压主蒸汽阀处于全开或全关位置时，阀内的蒸汽均会通过阀轴和衬套间的小间隙向外泄漏。阀轴与油动机相连的一端置于大气环境，其漏汽（阀杆漏汽）通过抽汽管引入轴封加热器；由于阀轴的另一端是用端盖封闭的，没有漏汽，且轴端的压力与再热蒸汽压力相同，轴的两端就会产生压力差，引起轴朝低压端移动，会将轴肩紧压在衬套端面上，这样可以消除或减小低压端的漏汽量。但由于轴肩与衬套直接接触，在转轴转动时会产生很大的摩擦力，因此，在关闭主汽阀时，会让先导跳闸阀（由液压油控制）首先动作打开，将阀轴高压端的蒸汽泄到凝汽器，从而减小低压端轴肩和衬套的摩擦力，加快主汽阀的关闭速度。

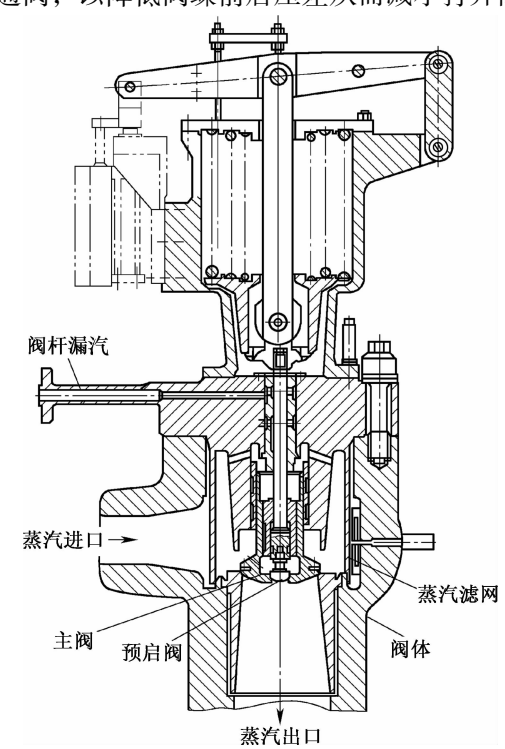


图 4-18　中压调节阀

（四）中压调节阀

中压调节阀是带预启阀的“双插塞”型单座阀，由弹簧力关闭、靠油动机开启，如图 4-18 所示。设置圆柱形蒸汽滤网，以防止异物进入蒸

汽轮机。

预启阀装在主阀碟的内部。阀碟在进汽压力与两个压缩弹簧的双重作用下，阀杆把阀碟紧压在阀座上，以保证其关闭的严密性。预启阀与阀杆连成整体，当阀杆动作要打开主阀时，预启阀先被打开，少量蒸汽通过预启阀流至主阀后，减少主阀蝶前后的压差，以减小打开主阀所需的提升力。当阀杆进一步移动，可使阀杆与主阀螺纹衬套接触，使主阀移开其阀座。当调阀全开时，主阀螺纹衬套会紧紧贴合在压盖球面上以防止蒸汽沿着阀杆泄漏。在调节汽阀未开或未全开时，阀杆与衬套之间的间隙会产生泄漏，泄漏蒸汽被送至轴封加热器。

在调节阀上有一个测量阀体内壁金属温度的热电偶，一个测量阀体外壁温度的热电偶。

（五）低压主汽阀

低压主汽阀是摇板式止回类蝶阀，其驱动机构是单侧进油的油动机，如图 4-19 所示。阀门通过螺母连接在阀碟阀臂上，阀臂通过键固定在主轴上。主轴通过连杆与活塞杆相连。连杆可以转动，油动机进油活塞向上运动阀打开直至全开位置。油动机控制压力油失压，在弹簧力作用下使阀门关闭。

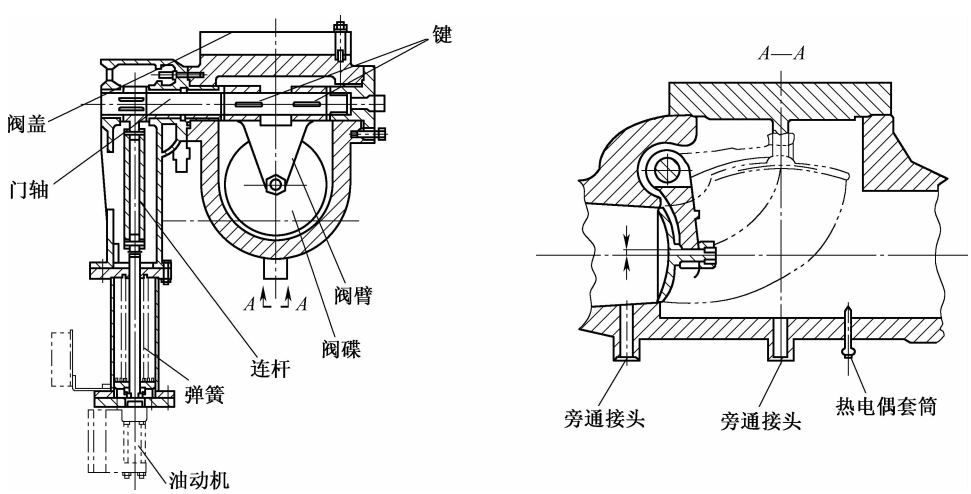


图 4-19　低压主汽阀

低压主汽阀处于全开或全关位置时，阀内的蒸汽均会通过阀轴和衬套间的小间隙向外泄漏。阀轴与油动机相连的一端置于大气环境，其漏汽（阀杆漏汽）通过抽汽管引入轴封加热器。

（六）低压调节阀

低压调节阀是单座式插塞阀，单独由一个单侧进油的油动机控制其开度，靠油动机压力油开启，由弹簧力关闭，如图 4-20 所示。调节阀的阀碟和阀座垂直装在一个蒸汽室内，阀盖与蒸汽室的顶部用螺栓连接。当调阀全开时，主阀螺纹衬套会紧紧贴合在压盖球面上以防止蒸汽沿着阀杆泄漏。在调节阀未开或未全开时，阀杆与衬套之间的间隙会产生泄漏，泄漏蒸汽被送至轴封加热器。

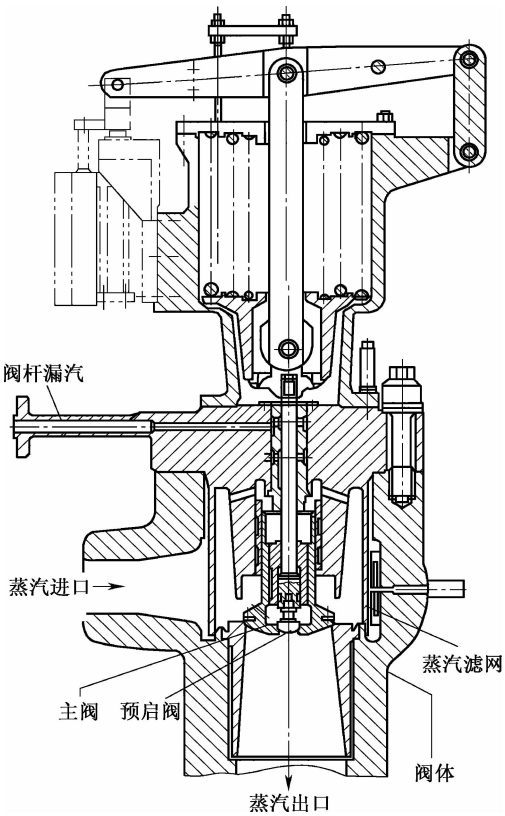


图 4-20　低压调节阀

第三节　蒸汽轮机运行监视

一、蒸汽轮机运行的一般规定

1. 机组启动状态的规定

（1）冷态

高压蒸汽轮机进口金属温度≤230℃。

（2）低温态

230℃ < 高压蒸汽轮机进口金属温度≤350℃。

（3）高温态

350℃ < 高压蒸汽轮机进口金属温度 < 400℃。

（4）热态

高压蒸汽轮机进口金属温度≥400℃。

2. 辅助蒸汽要求

（1）机组启动所需的辅助蒸汽由启动锅炉或其他机组的冷再蒸汽提供。

（2）供轴封辅助蒸汽的要求

温度 > 180℃，压力 > 0.8MPa，蒸汽量为 10t/h（最大）。

（3）低压缸冷却蒸汽要求

温度为160 ℃，压力为0.25MPa，蒸汽量为20t/h（最大）。

3. 蒸汽轮机进汽条件

1）高压主蒸汽过热度≥56℃。

2）高压主汽门前蒸汽压力>4.7MPa。

3）冷态启动时高压蒸汽温度<430℃。

4）-56℃<高压入口蒸汽温度与高压透平进口金属温度之差（即高压主蒸汽不匹配度）<110℃。

5）中压主蒸汽过热度≥56℃。

6）中压主汽门前蒸汽压力>1MPa。

7）中压入口蒸汽温度与中压透平动叶环金属温度之差（即中压主蒸汽不匹配度）>-56℃。

8）高、中、低压旁路阀最小压力设定值：

①高压5.3MPa；

②中压1.37MPa；

③低压0.29MPa。

二、蒸汽轮机的运行监视

1. 监视的意义

1）避免参数超限；

2）确保设备在较经济的工况下运行；

3）通过对设备的定期检查，掌握运行设备的健康状况，及时发现影响设备安全运行的隐患，做好事故预想，避免设备损坏。

2. 蒸汽轮机运行监视参数

参数包括：负荷、转速、主蒸汽及再热蒸汽的压力和温度、真空、润滑油和控制油压及油温、轴向位移、偏心、振动、胀差、凝汽器水位、轴封母管压力、推力瓦和支承瓦的瓦温及回油温度、“CRT”报警及常规报警等。

3. 主要参数的监视与控制

（1）主蒸汽压力

主蒸汽压力上升而主蒸汽温度、排汽压力不变，末几级理想焓降有所增加，再加上蒸汽压增加使蒸汽流量增大，会使末几级叶片的弯应力明显增大（末级最显著）。因此，为考虑末级叶片的安全，在主蒸汽压力升高时应限制主汽流量。

主蒸汽压力降低时，应限制蒸汽流量不超过设计最大值，如主蒸汽压力下降过多，则不允许机组负荷带到额定值，同时应要求锅炉尽早恢复汽压。

（2）主蒸汽温度

主蒸汽温下降超过规定值时，不允许机组继续带额定负荷，需要限制机组出力。主蒸汽温度的快速大幅度下降会造成蒸汽轮机金属部件产生过大的热应力、热变形，甚至导致蒸汽轮机水击事故的发生。

主蒸汽温度升高使调节级理想焓降增大，各中间级理想焓降基本不变，末级理想焓降减少，此时应限制机组功率不超过设计最大值。

（3）再热蒸汽温度

再热蒸汽温度的急剧变化会引起中压缸金属部件的热应力、热变形、胀差大幅度的变化。再热蒸汽温度升高，蒸汽轮机热耗率下降，经济性有利。再热蒸汽温度降低，对机组的经济性、安全性均不利。

（4）排汽压力

背压升高时，蒸汽轮机的理想焓降将减少，相同流量下的功率将减少。

背压升高后会引起排汽部分的法兰、螺栓应力增大。

排汽压力升高，使排汽温度大幅度升高，使排汽室的膨胀量增大，使低压转子的中心抬高，引起机组强烈振动。排汽温度的升高，使凝汽器的外壳与铜管的相对膨胀差增大，可能使铜管的胀口松动。

排汽压力降低，如机组仍在最大流量下运行，则最末级叶片的应力可能超过允许值，并且湿度增加，将会加剧叶片的冲蚀损坏。那么，需要就地操作、控制、监视、保护、测量仪表、仪器及自动装置投入齐全，指示正确。

（5）真空降低

真空降低的原因：真空泵工作失常、负压管道漏入空气、虹吸井密封不良、凝汽器水位过高超过空气管、轴封供汽压力降低、凝结水泵失常、循环水减少或中断、凝汽器内聚集过多空气等。

当真空降低到规定值以下时，应按规定减负荷达一定值，并查找原因恢复正常运行。

（6）轴向位移

引起轴向位移增大的原因，主要有：

1）轴承润滑油质恶化；

2）推力轴承结构有缺陷或工作失常；

3）轴向推力增大；

4）蒸汽流量增大、蒸汽参数降低、真空降低、隔板汽封磨损漏汽量增大；

5）通流部分积垢等因素都会引起抽向推力增大。

6）特别是汽缸进水将引起很大的轴向推力。

当轴向位移超过 +0.8mm 或低于 −1.5mm，机组自动跳闸，否则应手动打闸。

（7）推力轴承金属温度

轴向推力明显增大时，会使推力盘与推力轴承油膜之间以及油膜与推力轴承瓦块乌金之间的摩擦力明显增加，引起推力瓦块乌金温度及推力轴承回油温度升高。

蒸汽轮机装有轴向位移保护和推力瓦块金属温度指示表计，并且规定了轴向位移最大允许值，推力瓦块金属温度最高允许值为 99℃，超过 99℃发出报警。

（8）支持轴承金属温度及回油温度

机组运行中应监视各支持轴承金属温度及回油温度在正常范围，当轴承金属温度高于 107℃时发出报警，达 113℃时应立即停机；轴承回油温度正常应不高于 77℃，高于 77℃时报警发出。

（9）胀差

当某一区段的胀差值超过了在这个方向的动静部件轴向间隙时，就会发生动静部件的摩擦或碰撞，造成启动时间的延误或引起机组振动、大轴弯曲等严重事故。

胀差指示器只能指示测点处的胀差值，而并不能准确地反映蒸汽轮机各截面处的胀差情况。有时胀差指示器指示数值在允许的范围之内，转子与汽缸的某些地方还会出现摩擦现

象。

当转子与内缸间的差胀（转子膨胀-内缸膨胀），对高、中压缸超过 +16mm 或 -5mm，对低压缸超过 +38mm 或 -1mm，则报警激活。

第四节　蒸汽轮机的保护与控制

M701F3 型燃气-蒸汽联合循环机组的燃气轮机、蒸汽轮机、发电机同轴布置，除了燃气轮机，发电机配置的各种监控和保护系统外，为确保蒸汽轮机安全稳定运行，蒸汽轮机也配置了一套专用的 TSI 系统（即蒸汽轮机的安全监测系统）。通过 TSI 系统对蒸汽轮机组运行的重要参数，如轴向位移、汽缸膨胀、差胀、转速、振动、大轴偏心度、轴承温度、润滑油压、凝汽器真空等进行监视和异常保护。当被监视的参数超过规定值（报警值）时，控制系统通过声、光等报警信息提醒值班运行人员，及时向值班运行人员提供这些热工参数变化的信息，便于运行人员作出相应处理。当被监视的参数继续恶化超过保护定值时，保护信号通过 TPS 系统（即透平保护系统，与常规的火电厂不同，M701F 型燃气-蒸汽联合循环机组蒸汽轮机未配置单独的 ETS 系统，而是与燃气轮机共同使用 TPS 系统作为联合循环机组的保护系统）进行逻辑处理，输出联合循环机组的遮断信号，触发联合循环机组保护装置动作，机组跳闸电磁阀将失电打开，安全油泄压，所有的燃气轮机燃料阀及蒸汽轮机主蒸汽阀全关，并联跳发电机出口断路器，机组紧急解列停机，以确保机组设备及人身的安全。

按照保护的动作结果区分，TC2F-30 型蒸汽轮机配置保护主要可分为跳机保护和报警提示保护。

跳机保护主要有如下几点。

（1）安全油压低低

机组非高盘启动模式（即机组正常启动模式）下启动，在燃气轮机点火成功 20s 后，三个安全油压力低压力开关（动作值 6.9MPa）有两个或以上动作（采用三选二逻辑）触发保护动作，机组跳闸。

（2）轴振动高高

#1 轴 ~ #8 轴任一轴 X 向和 Y 向振动值超过 200μm，或一个振动值超过 200μm 另一个状态异常，延时 3s，触发保护动作，机组跳闸。

（3）润滑油供油压力低低

机组运行，三个润滑油供油压力低压力开关（动作值 0.169MPa）有两个或以上动作（采用三选二逻辑），触发保护动作，机组跳闸。

（4）润滑油供油温度高高

机组运行，三个润滑油供油温度热电偶有两个或以上超过 65℃（采用三选二逻辑），触发保护动作，机组跳闸。

（5）凝汽器真空低低

机组运行，三个凝汽器真空低压力开关（动作值 -74kPa）有两个或以上动作（采用三选二逻辑），触发保护动作，机组跳闸。

（6）蒸汽轮机低压缸排汽温度高高

机组运行，三个蒸汽轮机低压缸排汽温度热电偶有两个或以上超过 120℃（采用三选二

逻辑），触发保护动作，机组跳闸。

（7）转子轴向位移超限（推力轴承磨损保护）

机组运行，转子轴向燃气轮机侧位移 > +0.8mm 或在蒸汽轮机侧位移 < −1.5mm，触发保护动作，机组跳闸。

（8）电超速保护

三个机组保护专用转速传感器（动作值 3300r/min）有两个或以上动作（采用三选二逻辑），触发保护动作，机组跳闸。

（9）后备电超速保护

三个机组保护专用转速传感器（动作值 3330r/min）有两个或以上动作（采用三选二逻辑），触发保护动作，机组跳闸。

（10）输入信号故障保护

三个蒸汽轮机低压缸排汽温度热电偶测量点信号、三个蒸汽轮机中压缸进口蒸汽压力测量点信号、三个润滑油供油温度热电偶测量点信号，分别有两个或以上信号超限（采用三选二逻辑），触发保护动作，机组跳闸。

（11）紧急停机按钮保护

某些特殊情况下，运行操作人员通过实际情况判断机组继续运行已经威胁机组设备或是人身安全，但各参数还未达到保护动作值，操作员在集控室操作员控制台按下“紧急停止按钮”，触发保护动作，机组跳闸。

报警提示保护主要如下几点。

（1）转子偏心值高报警

机组转子偏心值高于 0.075mm，DCS 出现相应报警，提醒运行人员注意。

（2）高中压缸差胀高报警

蒸汽轮机高中压缸胀差数值大于 16mm 或小于 −5mm，DCS 出现相应报警，提醒运行人员注意。

（3）低压缸膨胀量报警

蒸汽轮机低压缸膨胀量数值大于 40mm 或小于 −1mm，DCS 出现相应报警，提醒运行人员注意。

（4）中压主调阀进、出口金属温度偏差大报警

蒸汽轮机运行时，中压主调阀进、出口金属温度偏差大于 83℃，DCS 出现相应报警，提醒运行人员注意。

（5）高中压缸外缸上下缸金属温差（高压缸侧）大报警

蒸汽轮机运行时，高中压缸外缸上下缸金属温差（高压缸侧）大于 42℃或小于 −42℃，DCS 出现相应报警，提醒运行人员注意。

（6）高中压缸外缸上下缸金属温差（中压缸侧）大报警

蒸汽轮机运行时，高中压缸外缸上下缸金属温差（中压缸侧）大于 42℃或小于 −42℃，DCS 出现相应报警，提醒运行人员注意。

（7）高中压缸外缸上下缸金属温差（中压缸排汽侧）大报警

蒸汽轮机运行时，高中压缸外缸上下缸金属温差（中压缸排汽侧）大于 42℃或小于 −42℃，DCS 出现相应报警，提醒运行人员注意。

（8）高中压缸法兰/螺栓金属温差大报警

蒸汽轮机运行时，高中压缸法兰与法兰螺栓金属温差大于 110℃或小于 －30℃，DCS 出现相应报警，提醒运行人员注意。

（9）高中压缸轴封齿金属温度/高压缸轴封蒸汽温度差大报警

蒸汽轮机运行时，高中压缸轴封齿金属温度与高压缸轴封蒸汽温度差大于 110℃或小于 －110℃，DCS 出现相应报警，提醒运行人员注意。

（10）凝汽器真空低报警

蒸汽轮机运行时，凝汽器真空低于 －88kPa，DCS 出现真空泵吸入口压力高报警，提示凝汽器真空较低，提醒运行人员注意。

（11）低压缸排汽温度高报警

低压缸排汽温度高于 70℃，自动开启低压缸喷水减温阀进行喷水降温。低压缸排汽温度高于 80℃，DCS 出现相应报警，提示运行人员注意。

（12）低压缸排汽流动导向金属温度高报警

低压缸排汽流动导向金属温度高于 200℃，DCS 出现相应报警，提醒运行人员注意。

（13）低压缸末级静叶金属温度高报警

低压缸末级静叶金属温度高于 200℃，DCS 出现相应报警，提醒运行人员注意。

（14）高压主蒸汽温度变化率高报警

高压主蒸汽温度 10min 内变化超过 56℃，或是 1h 内变化超过 165℃，DCS 出现相应报警，提醒运行人员注意。

（15）凝汽器水位超限报警

凝汽器水位低于 －75mm，DCS 出现凝汽器水位低报警，提醒运行人员注意；凝汽器水位低于 －150mm，联锁运行的凝结水泵跳闸，并发出相应报警；凝汽器水位高于 75mm，DCS 出现凝汽器水位高报警，提醒运行人员注意。

第五章　余 热 锅 炉

第一节　余热锅炉概述

一、余热锅炉的作用

由于燃气轮机的排气温度高达600℃，排气流量也较大，因而有大量的热能随着高温燃气排入大气。而对于蒸汽动力循环（朗肯循环）来说，由于材料耐温、耐压程度的限制，蒸汽轮机进汽温度一般为540～560℃，但是蒸汽动力循环放热平均温度很低，一般为30～38℃。由于燃气轮机的排气温度正好与朗肯循环的最高温度相接近，如果将两者结合起来，互相取长补短，就可以形成一种工质初始工作温度高而最终放热温度低的燃气-蒸汽联合循环。这种循环也可概括地称为总能系统，在系统中能源从高品位到中低品位被逐级利用，形成能源的阶级利用，从而提高机组的热效率。余热锅炉正是为了有效利用这些能量而产生的。

余热锅炉型联合循环是将燃气轮机布雷顿（Braylon）循环和蒸汽轮机朗肯（Rankine）循环组合在一起，按照能量利用的先后，一般把其中的燃气轮机循环称为顶部循环或前置循环，把朗肯循环称为底部循环或后置循环。图5-1给出了有余热锅炉的燃气-蒸汽联合循环的*T-S*图。

从图中可以看出，燃气轮机排放给大气的热量可以用面积1-4-S_4-S_1-1表示。当采用燃气-蒸汽联合循环，即采用余热锅炉的时候，燃气轮机排放给大气的热量就减少了相当于蒸汽轮机热力过程所包围的那一块面积a-b-c-d-e-a所表示的热量。毫无疑问，采用余热锅炉，燃气轮机机组的效率将显著提高。燃气轮机机组引入余热锅炉，会使透平的排气压力略有增加，与直接排入大气相比，燃气轮机功率略有下降，但下降很少。余热锅炉中蒸汽轮机输出功率约为燃气轮机功率的30%～50%；采用余热锅炉的联合循环的效率要比其中的燃气轮机效率高30%～50%。余热锅炉作为燃气-蒸汽联合循环中的一个重要环节，把燃气、蒸汽联合起来，有效地利用了资源，提高了燃气轮机的效率，因而对余热锅炉的研究具有举足轻重的作用。

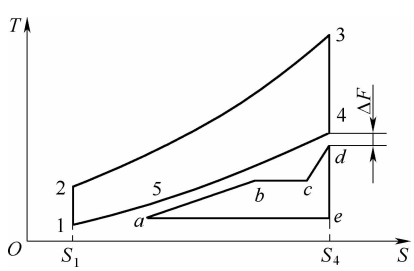


图5-1　余热锅炉联合循环*T-S*图

二、余热锅炉的基本原理

通常余热锅炉由省煤器、蒸发器、过热器、再热器以及联箱和汽包等换热管组和容器等组成。在省煤器中，锅炉的给水完成预热的任务，使给水温度升高到接近饱和温度的水平；在蒸发器中，给水相变成为饱和蒸汽；在过热器中，饱和蒸汽被加热升温成为过热蒸汽；在再热器中，再热蒸汽被加热升温到所设定的再热温度。余热锅炉汽水侧的流程：给水进入余

热锅炉后吸收热量，蒸发后成为过热蒸汽。给水吸收的总热量根据热力学分析可以分为预热热、汽化热和过热热三部分。随着给水温度、蒸汽参数的不同，这三部分热量的比例也不同。压力越高，汽化热的比例越小，预热热和过热热的比例则越大，各类受热面的面积发生相应变化。过热器的作用是将蒸汽从饱和温度加热到一定的过热温度。它位于温度最高的烟气区，而管内工质为蒸汽，受热面的冷却条件较差，从而在余热锅炉各部件中具有最高的金属管壁温度。考虑到启动阶段还存在一定程度的干烧，因此，在过热器设计中需要注意，燃气轮机工况改变带来的热疲劳及高温、高压带来的蠕变问题。省煤器的作用是利用尾部低温烟气的热量来加热余热锅炉给水，从而降低排气温度，提高余热锅炉以及联合循环的效率，节约燃料消耗量。常规锅炉的省煤器分为沸腾式和非沸腾式两种，前者允许产生蒸汽而后者不允许。通常不希望联合循环中的余热锅炉在省煤器中产生蒸汽，因为蒸汽可能导致水击或局部过热。此外，省煤器中的蒸汽进入汽包后如被带入下降管还会对水循环带来不利影响。实际运行表明，在机组刚起动以及低负荷时，省煤器管内工质流动速度很低，此时较容易产生蒸汽。采用省煤器再循环可以增加省煤器中水的质量流量，从而解决这个问题。还有些用户布置烟气旁路系统，在部分负荷时将部分省煤器退出运行，这样也可以增加省煤器的工质流速。当设计不当或烟气挡板存在问题导致烟气走廊的存在时，烟气的流量偏差会引起传热的不均匀，部分受热面吸收较多的热量也会产生蒸汽。

在蒸发器内，水吸热产生蒸汽。通常情况下只有部分水变成蒸汽，所以管内流动的是汽水混合物。汽水混合物在蒸发器中向上流动，进入对应压力的汽包。在立式布置余热锅炉中，由于蒸发器为水平方向布置，当工质流速很低时容易发生汽水分层：管内有水的区域，由于水的换热系数很大，管壁温度保持正常；在蒸汽区域里蒸汽的换热系数是水的 5.5%，因此在管壁很容易超温。此外汽水分层的界面常常会上下波动，使得这部分管壁交替地与汽、水接触，壁温的交替变化将使材料产生热应力疲劳，减弱其工作的安全性。因此，水平蒸发器的设计和运行必须防止汽水分层的发展。蒸发器在运行中经常出现的问题是，在水处理不良的情况下，各种杂质在蒸发器的内壁会形成沉淀物，增加管子的热阻，导致局部超温爆管。正常运行的省煤器和蒸发器管内始终有水存在，所以能够被很好地冷却；同时它们所处区域烟气温度较低，所以通常采用碳钢制造。

在自然循环和强制循环的余热锅炉中，汽包是必不可少的重要部件。汽包除了汇集省煤器给水和汇集从省煤器来的汽水混合物外，还要提供合格的饱和蒸汽进入过热器或供给用户。汽包内装有汽水分离设备，可以将来自蒸发器的汽水混合物进行分离，水回到汽包的水空间与省煤器的来水混合后重新进入蒸发器，而蒸汽从汽包顶部引出。汽包的尺寸要大到足以容纳必需的汽水分离器装置，并能适应锅炉负荷变化时所发生的水位变化，因此是很大的储水容器，从而具有较大的水容量和较多热惯性，对负荷变化不敏感。汽包通常不受热，因为在接近饱和温度下运行时抗拉强度和屈服强度是关键的。

联合循环锅炉用户对蒸汽的要求是基本不变的。但在实际运行中由于种种原因，蒸汽的温度总是上下波动，当超过过热器材料的使用温度时还会带来严重的后果。为了控制蒸汽温度而普遍采用喷水减温器。减温器通常位于过热器或再热器出口管组的进口处，如一、二级过热器之间。减温水一般来自锅炉给水泵，为了能够正常的工作，它的压力要比蒸汽压力高 2～3MPa 左右。减温水通过喷嘴雾化后喷入湍流强烈的蒸汽中，蒸汽的速度和雾化的水滴尺寸是确定减温效果的两个最重要因素。一个设计较好的过热器或再热器，在额定负荷稳定运行时需要很少的喷水量。

在有补燃的余热锅炉中，燃烧器是重要部件。在小型系统中，燃烧器也许只提供5000kW 辅助热量；而在大型系统中，为了均匀地加热蒸汽，几万千瓦的热量可能通过几个口喷入炉中。随着补燃量的增加，烟气温度分布不均匀的可能性大大增加；燃气轮机排气方向对烟温分布也有一定影响。增加流动控制叶片可以改善烟温的分布不均匀。在设计燃烧器时，对流场需要仔细考虑，杜绝火焰接触受热面的情况。早期的燃气轮机排气中有 14% ~ 15%（体积百分比）的氧气，而新型的只有 10% ~12%（体积百分比）。氧气浓度低可以降低火焰中心温度，减少 NO_x 的排放，但同时会增加 CO 和未燃烬碳氢化合物的绝对排放量。

三、余热锅炉的分类

（一）按余热锅炉烟气侧热源分类

1. 无补燃的余热锅炉

这种余热锅炉单纯回收燃气轮机排气的热量，产生一定压力和温度的蒸汽。

2. 有补燃的余热锅炉

由于燃气轮机排气中含有 14% ~18%（体积百分比）的氧，可在余热锅炉的恰当位置安装补燃燃烧器，让天然气和燃油等燃料进行充分燃烧，提高烟气温度；还可保持蒸汽参数和负荷稳定，以相应提高蒸汽参数和产量，改善联合循环的变工况特性。如果这部分氧气全部利用，蒸汽循环所占的发电份额将上升为联合循环总功率的 70% 左右。

一般来说，采用无补燃的余热锅炉的联合循环效率相对较高。目前，大型联合循环大多采用无补燃的余热锅炉。

（二）按余热锅炉产生的蒸汽的压力等级分类

目前，余热锅炉采用单压、双压、双压再热、三压、三压再热五大类的汽水系统。

1. 单压级余热锅炉

此类余热锅炉只生产一种压力的蒸汽供给蒸汽轮机。

2. 双压或多压级余热锅炉

此类余热锅炉能生产两种不同压力或多种不同压力的蒸汽供给蒸汽轮机。

（三）按受热面布置方式分类

1. 卧式布置余热锅炉

图 5-2 所示的余热锅炉是卧式布置的，各级受热面部件的管子是垂直的，烟气横向流过各级受热面。

2. 立式布置余热锅炉

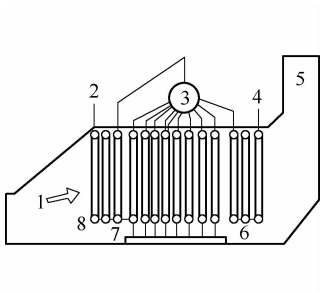
图 5-3 所示的余热锅炉是立式布置的，各级受热面部件的管子是水平的，各级受热面部件是沿高度方向布置，烟气自下而上流过各级受热面。

（四）按工质在蒸发受热面中的流动特点分类

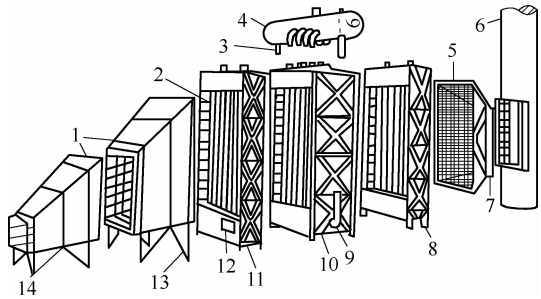
1. 自然循环余热锅炉

图 5-2 给出了自然循环方式的余热锅炉的模块式结构示意图，它是卧式布置的。通常，自然循环余热锅炉中蒸发受热面中的传热管束为垂直布置，而烟气是水平方向地流过垂直方向安装的管簇的。下降管向蒸发器管簇供水，其中一部分水将在蒸发器管簇中吸收烟气热量而转变成为饱和蒸汽，水与蒸汽的混合物经上升管进入汽包。管簇中的水汽混合物与下降管

中冷水的密度差，是维持蒸发器中汽水混合物自然循环的动力。也就是说，下降管内的水比较重向下流动，直立管束内的汽水混合物比较轻向上流动，形成连续产汽过程。

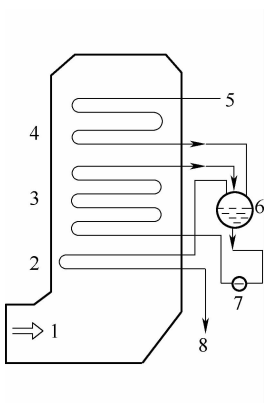


1—烟气　2—过热蒸汽出口　3—汽包
4—给水进口　5—烟囱　6—省煤器
7—蒸发器　8—过热器

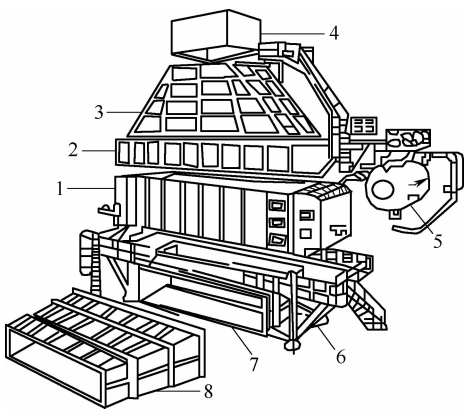


1—进口烟道　2—受热面　3—下降管　4—汽包　5—出口烟道
6—烟囱　7—膨胀节　8—省煤器段　9—下降管　10—蒸发器
11—过热器　12—人孔　13—钢结构　14—膨胀节

图 5-2　卧式自然循环余热锅炉



1—烟气　2—过热器　3—蒸发器
4—省煤器　5—给水进口　6—汽包
7—循环泵　8—过热蒸汽出口



1—蒸发器和过热器　2—省煤器　3—出口
烟道　4—烟囱　5—汽包　6—钢结构
7—进口弯烟道　8—进口烟道段

图 5-3　立式强制循环余热锅炉

自然循环余热锅炉具有如下优点：

1）锅炉重心低，稳定性好，抗风、抗振性强；

2）垂直管束结垢情况比水平管束均匀，不易造成塑性形变和故障，同时也缓解了结垢量而使锅炉性能下降的问题等；

3）锅炉水容量大，有较大的蓄热能力，适应负荷变化能力强，热流量不易超过临界值，对燃气轮机排气热力波动的适应性和自平衡能力都很强；

4）自动控制要求相对不高。

自然循环余热锅炉具有如下缺点：

1）蒸发受热面为立式水管，常布置于卧式烟道，因此占地面积大；

2）锅炉水容量大，启停及变负荷速度慢；

3）自然循环余热锅炉有时不能采用烟气直通，而需要加一些挡板，因而会增加燃气的流动阻力，对燃气轮机的工作不利。

2. 强制循环余热锅炉

强制循环余热锅炉是在自然循环锅炉基础上发展起来的。图 5-3 中给出了强制循环方式的余热锅炉的模块式结构示意图，它是立式布置的。传热管束为水平布置，吊装在钢架上，汽包直接吊装在锅炉上。强制循环余热锅炉中的烟气通常总是垂直地流过水平方向布置的管簇的。从汽包下部引出的水借助于强制循环泵压入蒸发器的管簇，水在蒸发器内吸收烟气热量，部分水变成蒸汽，然后蒸发器内的汽水混合物经导管流入汽包。强制循环余热锅炉通过循环泵来保证蒸发器内循环流量的恒定。

强制循环余热锅炉具有如下优点：

1）采用小管径，重量轻，尺寸小，结构紧凑；

2）常布置于立式烟道，烟囱与锅炉合二为一省空间，占地面积小；

3）蒸发受热面中循环倍率 $A=3\sim5$，工质靠强制循环进行流动，可以采用较小的汽包直径，以及上升和下降管管径；

4）因为在启动或低负荷时可用强制循环的工质来使各承压部件得到均匀加热，锅炉水容量小，升温、升压速率高，启动快，机动性好，负荷调节范围大，适应调峰运行。冷态启动的时间约为 20～25min，它比自然循环余热锅炉（25～30min）略短些；

5）燃气的阻力容易控制；

6）利用炉水循环泵能快速和彻底地进行水冷壁酸洗，周期短、费用低；

7）结构上便于采用标准化元件和大型模块组件，制造成本和安装费用都较低。

强制循环余热锅炉具有如下缺点：

1）必须装设高温锅水循环泵，增加了电耗，提高了运行费用，且可靠性差（97.5%），而自然循环可靠性为 99.95%；

2）锅炉重心较高，稳定性较差，不利于抗风抗振；

3）强制循环余热锅炉必须支承较重的设备，它的基础很重，需要耗费更多的结构支承钢。为了便于维护和修理，它需要多层平台（自然循环方式余热锅炉一般只需要一层平台），阀门和辅件必需布置在不同的标高上，致使操作和维护都很困难；

4）由于在强制循环的余热锅炉中，管簇不像自然循环那样垂直布置，而改为水平布置，因而容易发生汽水分层现象，而且沉结在水平管子底部的结垢要比含有蒸汽的管子顶部少。这种沿管子周围结垢的差异会造成温度梯度及不同程度的传热和膨胀，其结果将使强制循环的余热锅炉容易发生腐蚀、烧坏、塑性形变和事故。为了避免出现这种现象，就需要采用大循环倍率的循环泵；

5）为了避免在水平管簇中发生汽水分层现象，流体的最小临界流速约为 2.1～3.0m/s；

6）采用小弯头，制造工艺复杂。

另外，采用强制循环虽能加速管簇内的水流速度，对改善水侧的换热系数是有利的，但是锅炉的传热系数主要取决于烟气侧对管壁的表面传热系数，因而在烟气流动情况相似的情况下，相对于同样的换热负荷，强制循环与自然循环余热锅炉的换热面积是很接近的。

3. 直流余热锅炉

直流余热锅炉靠给水泵的压头将给水一次通过各受热面变成过热蒸汽。由于没有汽包，在蒸发和过热受热面之间无固定分界点。在蒸发受热面中，工质的流动不像自然循环那样靠

密度差来推动，而是由给水泵压头来实现，可以认为循环倍率为 1，即是一次经过的强制流动。其主要优点是蒸发受热面布置自由，加工制造较方便，金属耗量较少。由于热容量小，故调节反应快、负荷适应性强、启停迅速，最低负荷一般可比汽包锅炉低。缺点是对给水品质和自动调节要求高，给水泵耗电量大，并且要用高级合金（如 Alloy800 等），成本较高，经济性方面不一定有利。另外，还需注意以下几点：要避免在水冷壁内发生膜态沸腾或类膜态沸腾；要防止水动力特性不稳定及热偏差过大；要设置专门的启动旁路系统，减少热损失和工质损失。

随着燃气轮机单机功率的增大，联合循环装置的蒸汽初参数逐步提高。当蒸汽压力增至 16MPa 以上时，选用直流余热锅炉可以有效提高联合循环装置的热效率。

综上所述，大多数联合循环余热锅炉既可以是自然循环方式的，也可以是强制循环方式的。而直流循环方式主要应用在与大型燃气轮机配套的亚临界、超临界压力余热锅炉中，而且是超临界压力锅炉的唯一形式。在设计余热锅炉时应根据总体特性的要求，如负荷的性质、机组起停的周期特点、经济性和安全性要求等因素、合理地选择余热锅炉的循环方式。通常认为，当燃气轮机的负荷变化较大或者启停比较频繁时，采用强制循环是比较合理的。当今，美国各电站联合循环系统更多地采用自然循环，而欧洲各电站则倾向于强制循环。

在某些特定的情况下，尤其是在多压系统中，也采用自然循环、强制循环和直流循环中两种兼有的复合循环方式。

四、余热锅炉的主要性能参数

众所周知，在余热锅炉的热力系统中存在一个热端温差 ΔT_s、节点温差 ΔT_p 和接近点温 ΔT_a，本节将重点介绍余热锅炉这三个重要的性能参数。单压余热锅炉的 T-Q 图如图 5-4 所示。

1. 余热锅炉的热端温差

余热锅炉的热端温差 ΔT_s 是指换热过程中过热器入口烟气与过热器出口过热蒸汽之间的温差。降低温差，可以得到较高的过热度，从而提高过热蒸汽的品质。但降低热端温差，同时也会使过热器的对数平均温差降低，也就是增大了过热器的传热面积，加大了金属耗量。大量计算表明，当热端温差选择在 30～60℃范围内，是比较合适的。

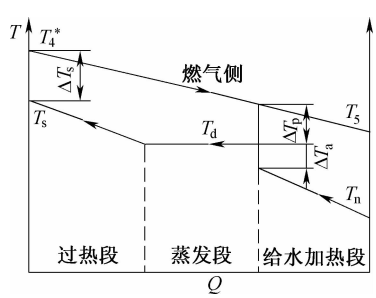


图 5-4 单压余热锅炉的 T-Q 图

2. 余热锅炉的节点温差

余热锅炉的节点温差 ΔT_p 也叫窄点温差，是换热过程中蒸发器出口烟气与被加热的饱和水汽之间的最小温差，通常是图 5-4 给出的余热锅炉 T-Q 图中最窄的部位。

图 5-5 给出了随着节点温差 ΔT_p 的变化，余热锅炉的相对总换热面积 $\bar{A}$、相对排气温度 T_5、相对蒸汽产量 G_s 的变化规律。上述所有相对值都是以节点温差 ΔT_p 选定为 10℃时的数值作为比较基础的。由图可知，当节点温差减小时，余热锅炉的排气温度会下降，烟气余热回收量会增大，蒸汽产量和蒸汽轮机输出功都随之增加，即对应着高的余热锅炉热效率，但平均传热温差也随之减小，这必将增大余热锅炉的换热面积。显然，ΔT_p 是不允许等于零

的，否则余热锅炉的换热面积将为无穷大，这是不现实的。此外，随着余热锅炉换热面积的增大，燃气轮机侧的流阻损失也将增大，有可能使燃气轮机的功率减小，导致联合循环的热效率有下降的趋势。

图 5-6 给出了单压蒸汽发生系统的余热锅炉的热效率 η_{HRSG} 与节点温差 ΔT_p 以及相对总换热面积 $\bar{A}$ 值之间的变化关系。由图可知，当节点温差减小时，由于余热锅炉换热面积的增加幅度较大，锅炉的投资费用就会增大很多。但当节点温差取得比设计点值大时，总投资费用和单位热回收费用的减小程度却要缓和一些。对于多压或多压再热系统，还存在多个 ΔT_p 优化及其组合的问题。图 5-7 给出了一个双压余热锅炉的两个 ΔT_p（假定它们之和为 20℃）不同组合时，蒸汽轮机功率和受热面积之间的关系。双压余热锅炉的两个 ΔT_p 最佳分配是相等或低压系统的稍高。

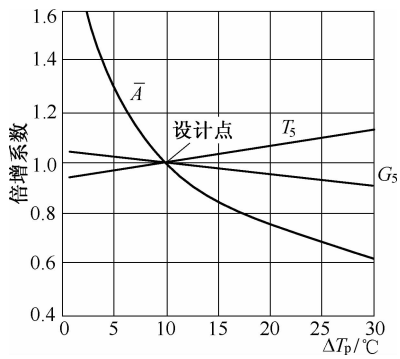


图 5-5　节点温差对余热锅炉的相对换热面积、排气温度和产汽量的影响

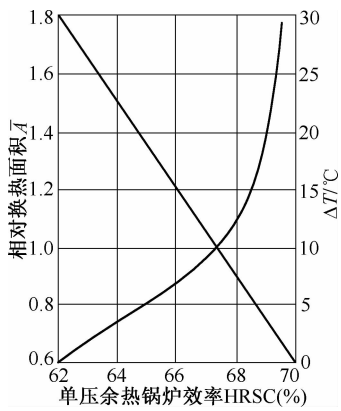


图 5-6　单压余热锅炉的效率和节点温差、相对换热面积的关系

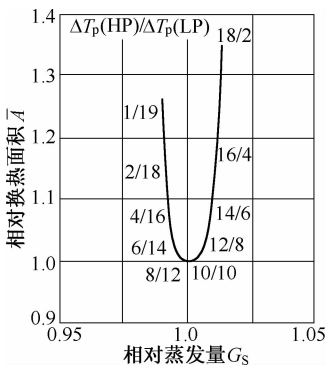


图 5-7　双压余热锅炉节点温差的优化

由此可见，从投资费用以及联合循环最佳效率的角度方面考虑，必然存在一个如何合理地选择余热锅炉节点温差的问题。目前 ΔT_p 的一般范围为 10 ~ 20℃，最低的达 7℃。

3. 余热锅炉的接近点温差

余热锅炉的接近点温差 ΔT_a 是指余热锅炉省煤器出口压力下饱和水温度和出口水温之间的温差，如图 5-8 所示。

图中给出了当节点温差选定后，余热锅炉的相对总换热面积 $\bar{A}$ 随接近点温差 ΔT_a 而变化的关系。由图中可以看出，接近点温差增大时，余热锅炉的总换热面积会增加。这是由于省煤器的对数平均温差虽略有增大，致使其换热面积有所减小，但蒸发器的对数平均温差却会减小较多，导致蒸发器的换热面积要增大更多。当然，过热器的换热面积是保持不变的，结果是余热锅炉的总换热面积要增大。由此可知，当节点温差选定后，减小接近点温差有利

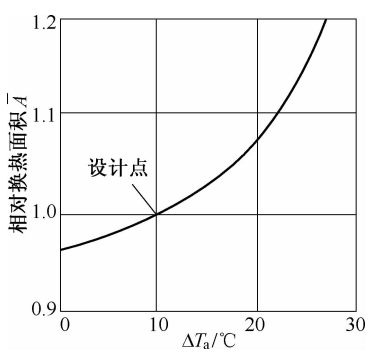


图 5-8　接近点温差对余热锅炉相对换热面积的影响关系

于减小余热锅炉的总换热面积和投资费用。但是，在设计余热锅炉时，总是使 T_{w3} 略低于 T_s。这是由于尺寸已定的余热锅炉，当进入的燃气温度 T_4^* 随着机组负荷的减小而降低时，由于余热锅炉滑压运行，T_s 下降，接近点温差是会随之减小的。显然，如果设计时接近点温差取得过小，那么在部分负荷工况下或启动过程中，省煤器内就会发生部分给水蒸发的问题，将导致部分省煤器管壁过热现象，对于自然循环余热锅炉则可能导致水动力循环破坏，而对于强制循环余热锅炉则可能导致强制循环泵产生汽蚀。因此，省煤器设计要保证在最低的外界环境温度下运行时，ΔT_a 不出现零值和负值，否则要采用烟气侧或水侧旁通办法来避免蒸发。由图 5-8 所示曲线的斜率变化趋势中可以看到，接近点温差取在 5 ~ 20℃ 范围内是合适的。由此可见，在设计余热锅炉时，应该权衡各种因素，按照使联合循环效率或投资费用最优化的设计原则，来考虑节点温差、接近点温差对换热面积的影响关系。

4. 余热锅炉的排烟温度

对于余热锅炉来说，降低排烟温度就意味着排烟热量损失减小，也就是燃气轮机排气余热被充分回收，即余热锅炉的当量效率高。但余热锅炉出口的排气温度 T_5 常不是独立的热力变量，它与所选的蒸汽循环型式、节点温差以及燃料中的硫含量有密切关系。如饱和蒸汽压力和节点温差 ΔT_p 已定时，它就被确定。如前文所述，当节点温差选得较小时，余热锅炉出口的排烟温度就能降低。当采用双压或三压蒸汽循环时，T_5 可以比单压式蒸汽循环的低很多。例如，单压系统排烟温度就比较高，为 150 ~ 180℃；双压系统为 100 ~ 150℃；三压系统的排烟温度最低，可达 80 ~ 100℃。降低排烟温度还要受到露点温度（排烟中蒸汽开始凝结的温度）的制约。因为当燃气轮机燃用含硫较高的燃料时，排气中含有较多的 SO_2，蒸汽凝结时它就变为亚硫酸而腐蚀金属壁面，所以余热锅炉的排烟温度应高于露点温度。因而，排烟温度限制又常和燃气轮机燃料中含硫量有关。一般规定，T_5 应比酸露点温度高 10℃ 左右。对于烧重油的燃气轮机，无法把烟气中含硫量降得太低（一般为 400mg/kg 左右），排烟温度一般不宜低于 150℃，所以余热锅炉效率就无法设计得更高。

当燃气轮机采用天然气为燃料或是在燃煤的 IGCC 系统中，则排烟温度不受露点温度的限制，可将余热锅炉的排烟温度降低到 80 ~ 90℃ 左右，甚至更低。如当余热锅炉预热供热系统的热水时，则可以降低到 52℃ 左右。

五、余热锅炉的技术规范

惠州 LNG 电厂余热锅炉本体和汽包的技术规范如下。

1. 余热锅炉本体规范（见表 5-1）

表 5-1 余热锅炉本体规范

项目名称		参数或说明
制造厂商		杭州锅炉厂/美国 NE 公司
型号		NG-M701F-R
型式		卧式、三压、再热、无补燃、自然循环、露天布置
在设计条件下（性能保证工况），余热锅炉的性能数据		
余热锅炉效率(%)		不小于 86.43
蒸汽流量/(t/h)	高压过热器出口	277.25
	中压过热器出口	41.10

（续）

项　目　名　称		参　数　或　说　明
蒸汽流量/(t/h)	低压过热器出口	48.90
	再热器进口	266.3
	再热器出口	307.4
蒸汽压力/MPa	高压过热器出口	10.22
	中压过热器出口	3.51
	低压过热器出口	0.37
	再热器进口	3.51
	再热器出口	3.34
蒸汽温度/℃	高压过热器出口	540
	中压过热器出口	278.7
	低压过热器出口	248.2
	再热器进口	378.9
	再热器出口	568
排烟温度/℃		87.6

2. 汽包规范（见表5-2）

表5-2　汽包规范

项　目　名　称			单位	数据
高压汽包	外径×长度		m×m	2.10×15.4
	总重(包括内部附件)		t	约80
	设计参数	压力	MPa	12.06
		温度	℃	329
	最高工作压力		MPa	11.21
	汽包壁厚度		mm	100
中压汽包	外径×长度		m×m	1.306×12.9
	总重(包括内部附件)		t	约14.1
	设计参数	压力	MPa	4.06
		温度	℃	257
	最高工作压力		MPa	3.7
	汽包壁厚度		mm	28
低压汽包	外径×长度		m×m	2.44×14.5
	总重（包括内部附件）		t	约20.2
	设计参数	压力	MPa	0.86
		温度	℃	182.2
	最高工作压力		MPa	0.46
	汽包壁厚度		mm	20

第二节 余热锅炉的系统及结构

一、余热锅炉的本体结构

惠州 LNG 电厂余热锅炉为三压、再热、卧式、无补燃、自然循环余热锅炉，主要由进口烟道、锅炉本体（本体受热面和钢架护板）、出口烟道、主烟囱、高中低压汽包、管道、平台扶梯等部件以及给水泵、排污扩容器等辅机组成。

锅炉从入口法兰至尾部总长为 50.6 m，宽度约为 20.3m（顶部平台宽度），高压汽包中心标高为 26.98 m，中压汽包中心标高为 28.15 m，低压汽包中心标高为 27.13 m，烟囱顶部标高为 80m。

（一）模块结构

余热锅炉本体受热面采用 N/E 标准设计模块结构，由垂直布置的顺列螺旋鳍片管和进出口集箱组成，以获得最佳的传热效果和最低的烟气压力降。燃气轮机排出的烟气通过进口烟道进入锅炉本体，依次水平横向冲刷各受热面模块，再经出口烟道由主烟囱排出。沿锅炉宽度方向各受热面模块均分成三个单元，各受热面模块内的热面组成见表 5-3。

表 5-3 各受热面模块内的热面组成

名称	模块 1	模块 2	模块 3	模块 4	模块 5	模块 6
受热面	再热器 2	再热器 1	高压蒸发器	高压省煤器 2	高压省煤器 1/中压省煤器	低压省煤器 2（凝结水加热器 2）
	高压过热器 2	高压过热器 1		中压过热器/中压蒸发器	低压过热器 1/低压蒸发器	低压省煤器 1（凝结水加热器 1）
				低压过热器 2		

（二）蒸发设备及水循环介绍

余热锅炉受热面中用以吸收炉内高温火焰或烟气的热量来加热水产生饱和蒸汽的受热面称为蒸发受热面。蒸发受热面及与它直接配合工作的设备称为蒸发设备，蒸发设备组成了锅炉的蒸发系统。

1. 蒸发设备的作用及组成

蒸发设备是锅炉的重要组成部分，其作用就是吸收燃料燃烧放出的热量，使水受热蒸发变成饱和蒸汽。

自然循环锅炉的蒸发设备是由汽包、下降管、蒸发器管屏、联箱及一些连接管道所组成。这些部件在锅炉中的相互位置及连接情况如图 5-9 所示。来自省煤器的给水进入汽包，从汽包下部引出的管子是下降管，它将汽包中的水引至锅炉下部，经分配支管送入蒸发器各下联箱，下降管及各分配支管布置在炉外不受热。从下联箱引入蒸发器的水，吸收炉内高温烟气的热量并部分蒸发，变成密度比水小的汽水混合物向上流动，引入上联箱，再通过汽水混合物引出管引入汽包或者不经上联箱直接引入汽包。汽水混合物在汽包内进行汽、水分

离，蒸汽流入蒸汽空间并经饱和蒸汽引出管送出；分离出的水流入水空间，并与不断送入汽包的给水一起再流入下降管送至下联箱，继续循环。这样，水从汽包→下降管→下联箱→蒸发器管束$\xrightarrow{\text{（变成汽水混合物）}}$上联箱→再回到汽包，就形成了一个闭合的流动回路，称为锅炉蒸发设备的水循环回路。一台锅炉的蒸发系统是由若干个独立的水循环回路组成的，每个回路均由自己的下降管及其分配支管、下联箱、上联箱所构成，所有回路的汽水混合物最后都引入汽包。

2. 汽包

汽包是锅炉蒸发设备中的主要部件，是一个汇集锅水和饱和蒸汽的圆筒形容器。

（1）汽包的作用

汽包与下降管、联箱、蒸发器管束等共同组成锅炉的水循环回路。它接受省煤器来的给水，并向过热器输送饱和蒸汽。所以，汽包是生产过热蒸汽的过程中加热、蒸发、过热这三个阶段的连接枢纽或大致分界点。

汽包中储存有一定量的汽和水，因而汽包具有一定的储热能力。在运行工况变化时，可以减缓蒸汽压力变化的速度，对锅炉运行调节有利。

汽包中装有各种装置，能进行汽水分离、清洗蒸汽中的溶盐、排污，以及进行锅内水处理等，从而可以改善蒸汽品质。

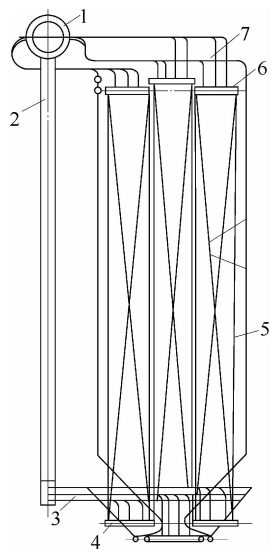


图 5-9　自然循环锅炉的蒸发系统示意图

1—汽包　2—大直径集中下降管　3—下降管的分配支管　4—下联箱　5—蒸发器管束　6—上联箱　7—汽水混合物引出管

（2）汽包的结构（见图 5-10）

汽包本体是一个圆筒形的钢质受压容器，由筒身（圆筒部分）和两端的封头组成。筒身由钢板卷制焊接而成，凸形封头用钢板冲压而成，然后两者焊接成一体。封头上开有人孔，以便人员进行安装和检修，同时起通风作用。人孔盖一般由汽包里面向外关紧，封头为了保证其强度，常制成椭球形的结构，或制成半球形的结构。

汽包外面有许多管座，用以连接各种管道，如给水管、下降管、汽水混合物引入管、蒸汽引出管、连续排污管、事故放水管、加药管、连接仪表和自动装置的管道等。安装时只需将管子对焊在管座上即可。

汽包内部装有各种提高蒸汽品质的装置，如汽水分离装置、蒸汽清洗装置、连续排污装置、加药装置、分段蒸发装置，还有给水分配装置、事故放水管等。

由于现代锅炉普遍采用悬吊式构架，故汽包的支吊方式都是悬吊式，即用吊箍将其悬吊在炉顶钢梁上，以保证运行中汽包能自由膨胀。在中小型锅炉上一般是用滚柱支座将汽包支承在钢架上。

3. 下降管

下降管的作用是将汽包中的水连续不断地送至下联箱并供给蒸发器管束，以维持正常的水循环。

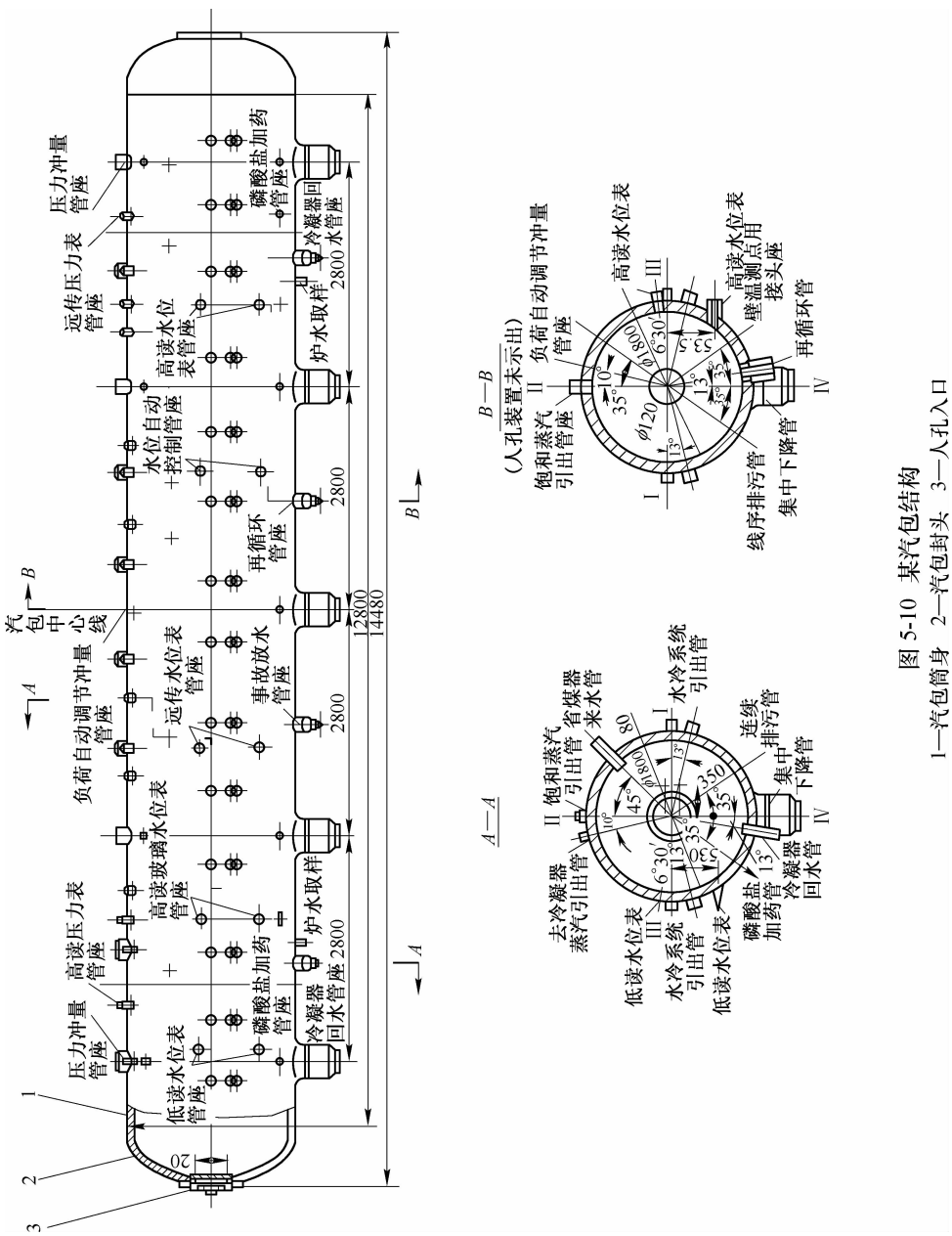


图 5-10　某汽包结构

1—汽包筒身　2—汽包封头　3—人孔入口

下降管的一端与汽包连接，另一端直接或通过分配支管与下联箱连接。为了保证水循环的可靠性，下降管自汽包引出后都布置在炉外，不受热，并进行保温以减少散热损失。

为了减小阻力、加强水循环、节约钢材、简化布置，现在生产的高压以上大容量锅炉都采用大直径集中下降管根数较少（一般为4～6根）的大直径下降管，其下部是通过分配支管与水冷壁各下联箱连接，以达到配水均匀之目的。

4. 联箱

除蒸发设备外，过热器、再热器、省煤器等设备上也有联箱。

现代锅炉都采用圆形联箱，实际上是直径较大、两端封闭的圆管，可用来连接两部分相同或不同管数和管径的管子，起汇集、混合和分配工质的作用。

联箱一般布置在炉外不受热，其材料常用20钢（20号碳钢）。其长度由所需连接的管数决定。联箱与管子的连接现在都采用焊接。

5. 水循环

锅炉水循环分两种：一种是自然循环；另一种是强制循环。在余热锅炉中较广泛采用自然循环。自然循环是在锅炉密闭的循环回路中因工质密度差而形成的水循环称自然水循环。

锅水受热后产生的汽水混合物密度变小，沿上升管进入汽包。新进入汽包的水温度低、密度大，便顺下降管进入下集箱来补充受热后上升的水。这样水在炉管内不断地流动、不断地吸收受热面金属壁的热量，同时冷却金属壁，使金属壁不会超温，保证水的正常循环。

运动压头与流动阻力的关系的物理意义：当建立起稳定的自然循环流动时，运动压头正好用来克服循环回路的流动阻力。即运动压头与流动阻力的平衡表现为有一定的循环流速。运动压头将增大，循环回路中的工质流速一般也增高，表示它能克服更大的流动阻力，这对建立良好的水循环是有利的。

（三）机组蒸发器及下降管、上升管

1. 高压蒸发器及下降管、上升管

高压蒸发器布置在模块3中，炉水通过两根集中下降管进入分配集箱，由连接短管引至蒸发器各管屏下集箱。工质在管屏内被烟气加热，产生的汽水混合物经管屏上集箱由连接管引入汽包。高压蒸发器整个回路采用自然循环形式，在变负荷工况时能保持水位稳定。高压蒸发器各管屏经过水循环计算，确保各管屏循环倍率基本一致，且在各运行工况下最小循环倍率大于6。

2. 中压蒸发器及下降管、上升管

中压蒸发器布置在模块4中，炉水通过一根集中下降管进入分配集箱，由连接短管引至蒸发器管屏下集箱。工质在管屏内被烟气加热，产生的汽水混合物经管屏上集箱由连接管引入汽包。中压蒸发器整个回路采用自然循环形式，在变负荷工况时能保持水位稳定。中压蒸发器各管屏经过水循环计算，确保各管屏循环倍率基本一致，且在各运行工况下最小循环倍率大于15。

3. 低压蒸发器及下降管、上升管

低压蒸发器布置在模块5中，炉水通过一根集中下降管进入分配集箱，由连接短管引至蒸发器各管屏下集箱。工质在管屏内被烟气加热，产生的汽水混合物经管屏上集箱由连接管

引入汽包。低压蒸发器整个回路采用自然循环形式，在变负荷工况时能保持水位稳定。低压蒸发器各管屏经过水循环计算，确保各管屏循环倍率基本一致，且在各运行工况下最小循环倍率大于15。

（四）蒸汽净化介绍

对于锅炉生产出的蒸汽的质量，除了要求蒸汽参数（压力、温度）符合规定外，还要求蒸汽品质合格。蒸汽品质即蒸汽的洁净程度，是指蒸汽中杂质含量的多少。蒸汽中所含的杂质为各种盐类、碱类及氧化物等，其中绝大部分是盐类。故通常多以蒸汽的含盐量表示蒸汽含杂质的多少。

1. 锅炉用水指标

（1）悬浮物含量

悬浮物的成分主要是不溶解的矿物质和有机物。

（2）含氧量

水中溶解氧对热力设备有氧化腐蚀作用，必须除掉。

（3）含盐量

含盐量是指水中含有各种盐类的总量。

（4）硬度

水中结垢性物质的总含量。结垢性物质主要包括钙盐和镁盐两大类。

（5）氢离子浓度

水的酸性和碱性常用氢离子浓度来表示，而氢离子浓度又常用pH值来间接表示。

2. 蒸汽的污染

当蒸汽中含有杂质时称为蒸汽被污染。造成蒸汽被污染有以下两方面的原因。一方面是由于蒸汽携带了含盐浓度大的锅水水滴，这种因携带锅水水滴而导致蒸汽带盐的现象称为蒸汽的机械携带；在锅水含盐浓度一定的情况下，蒸汽的机械携带就决定于蒸汽的带水量。另一方面是由于某些盐分能直接被高压蒸汽所溶解，这种蒸汽带盐的现象称为蒸汽溶盐或蒸汽的溶解性携带。由于高压蒸汽对盐分的溶解具有选择性，故蒸汽溶盐又称为蒸汽的选择性携带。

3. 提高蒸汽品质的途径

由以上分析可知，要获得洁净的蒸汽，除了对给水进行严格的炉外水处理来保证给水的品质，从根本上减少带入锅炉的杂质含量以外，还应针对蒸汽被污染的原因和具体影响因素，从以下几方面来提高蒸汽品质：①进行汽水分离，即在汽包内装设汽水分离设备，以减少蒸汽对水分的机械携带；②装设蒸汽清洗装置对蒸汽进行清洗，以减少蒸汽对盐分的选择性携带；③进行锅炉排污和实行分段蒸发，以降低锅水的含盐量。此外，还可对锅水进行锅内补充处理。下面分别予以说明：

（1）汽水分离

下面对汽水分离的基本原理进行说明。

1）重力分离

利用汽与水的密度不同，在重力作用下使水与汽分离。这种分离作用只要汽水混合物在一定高度的空间中，由下向上流动，就能自然地进行分离，故又称为自然分离。在汽包内，饱和蒸汽从蒸发面向汽包顶部蒸汽引出管流动的过程中，就利用了这种分离作用使较大的水滴从蒸汽中被分离下来。

2）离心分离

利用汽水混合物作旋转运动时产生的离心力作用进行分离。

3）惯性分离

利用汽水混合物改变流向时产生的惯性力作用进行分离。

4）水膜分离

当蒸汽带着水滴沿金属壁面流动时，水滴因附着力作用黏附在金属壁面上，形成水膜下流而与蒸汽分离。

汽包内的汽水分离过程，通常分为两个阶段：一是粗分离阶段（即一次分离阶段），在这个阶段中将蒸汽中的大部分水分分离出来，并消除汽水混合物的动能；二是细分离阶段（即二次分离阶段），在这一阶段中，将蒸汽中的微细水滴作进一步的分离以降低蒸汽的湿度使之符合规定。

现代锅炉采用的汽水分离设备主要有旋流式分离器、蜗轮式分离器、波形板分离器、多孔板分离器等几种。

（2）蒸汽清洗

汽水分离设备只能降低蒸汽机械携带的盐量，而无法减少蒸汽溶解携带的盐。进行蒸汽清洗正是为了减少直接溶解于蒸汽中的盐分，从而进一步提高蒸汽品质。

蒸汽清洗就是用清洗水（一般就是给水）去清洗蒸汽。也就是使蒸汽与清洁的给水相接触，用给水去清除溶解在蒸汽中的盐分，减少蒸汽的选择性携带。

目前广泛应用的蒸汽清洗装置是穿层式（或叫水层式）蒸汽清洗装置，如图 5-11 所示。它又有钟罩式和平孔板式两种结构型式。

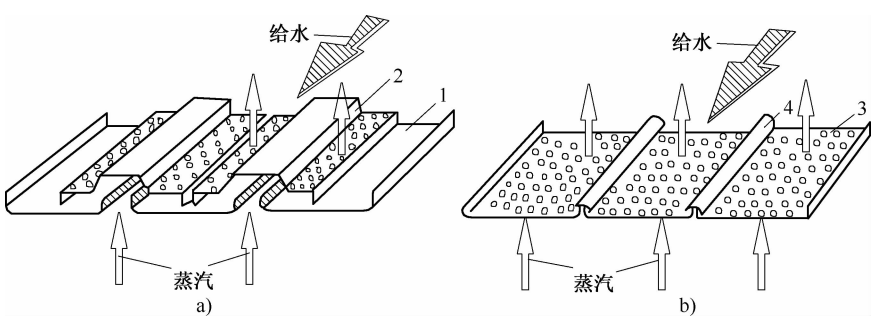


图 5-11　蒸汽穿层清洗装置

a）钟罩式　b）平孔板式

1—槽形清洗板　2—钟形顶罩　3—平孔板清洗板　4—U 形卡

（3）锅炉排污

锅炉在运行中排出一部分含盐浓度大的和含水渣浓度大的锅水，叫做锅炉排污。

进入汽包的给水中带有盐分，同时对锅水进行加药处理后锅水中的结垢性物质要生成水渣，另外锅水腐蚀锅炉金属也要产生一些腐蚀产物，因而锅水中含有各种可溶性的和不溶解的杂质。运行中这些杂质只有很少部分被蒸汽带走，而绝大部分留在锅水中。随着锅水的不断蒸发、浓缩，锅水中的这些杂质的含量逐渐增多，锅水的含盐浓度不断增加，水渣浓度也越来越大，这不但会影响蒸汽品质，而且还会造成受热面结垢与腐蚀，影响锅炉运行的安

全。因此，必须将一部分锅水排掉，以排出部分盐分和水渣，才能保证锅水中杂质的含量维持在允许的范围内。所以，锅炉排污是提高蒸汽品质的一个重要方法。

锅炉排污分为定期排污和连续排污两种。

定期排污的主要目的是，定期地排除锅水中不溶解的沉淀杂质——水渣。所以定期排污的地点应选在沉淀杂质聚积最多的地方，即水渣浓度最大的部位，一般是在蒸发设备系统的最低部位——水冷壁下联箱。定期排污量的多少及间隔时间，主要由电厂化学车间根据水汽品质来确定。当补给水量很大、水质较差时，排污量较大，排污的次数较多；若补给水的水质较好，则排污量可以减小，排污的间隔时间也可加长。

连续排污的主要目的是，连续地排除锅水中溶解的部分盐分，使锅水的含盐量不致超过规定，并维持一定的锅水碱度。所以连续排污应从锅水含盐浓度最大的部位——通常是在汽包蒸发面附近引出。连续排污也能排出一些细粒水渣和悬浮物等。连续排污管布置在汽包内的蒸发面附近，排污管上沿长度方向均匀地开有一些小孔，排污水即从小孔流入排污管，然后通过引出管排走。引出管上装有流量孔板和调节阀门等。调节阀门的开度（连续排污量）同样由化学车间根据水汽品质来确定。

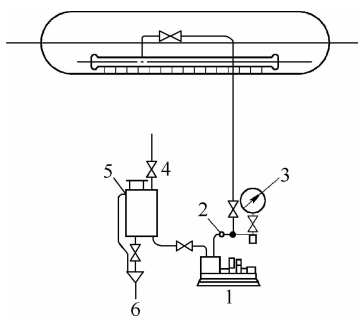


图 5-12 采用活塞式加药泵的锅内水处理系统
1—活塞式加药泵 2—止回阀 3—压力表 4—凝结水管 5—配药箱 6—配药箱的排水管

（4）锅内水处理

为了防止水垢的形成，现在广泛采用对锅水进行锅内补充处理的措施。方法是在锅水中加入一些专用的药剂，这些药剂的阴离子，与给水中的钙离子和镁离子发生作用，生成难溶且不易黏附在受热面上的泥浆状的沉淀物，很容易随排污水排出。常用的药剂是磷酸三钠 Na_3PO_4。它能使锅水中的钙离子和镁离子与磷酸根化合，生成难溶的磷酸钙和磷酸镁沉淀物。活塞式小容量加药泵（见图 5-12）将药剂直接送至汽包内的加药管（目的是为了防止在给水管道和省煤器内生成沉淀物），加药管上沿长度方向均匀地开有向下的小孔，药液即由小孔流入锅水中。

（五）机组汽包及内部装置

高压汽包内径为 Φ1900mm，厚度为 105mm，直段长度为 13.434m；中压汽包内径为 Φ1250mm，厚度为 28mm，直段长度为 12.19m；低压汽包内径为 Φ2400mm，厚度为 20mm，直段长度为 12.8m。高压汽包两端配球形封头，中低压汽包两端均配椭球形封头，封头均设有人孔。汽包体和封头的材料均为 SA516-70。高、中、低压汽包均通过两个活动支座搁置在钢架梁上。

为保证锅炉正常运行时获得良好的蒸汽品质，按 N/E 标准汽包内部设置了二级汽水分离装置（见图 5-13）。一级分离为圆弧挡板惯性分离器（简称 BAFFLE），二级分离为带钢丝网的波形板分离器（简称 CHEVRON）。

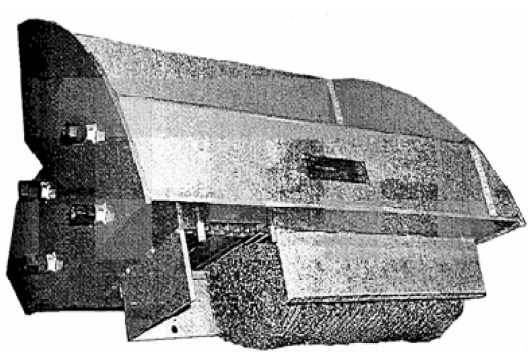


图 5-13 汽水分离器

在汽包内部还设置了给水分配管、紧急

放水管、加药管和排污管等，低压汽包上还设有供水管至高-中压给水泵。在汽包上还设有水位计、平衡容器、电接点液位计、压力表和安全阀等必要的附件和仪表配置，以供锅炉运行时监督、控制用。

在锅炉最大连续出力下，汽包水位从正常水位到低低水位所能维持的时间大约为：高压汽包为2min，中压汽包和低压汽包为5min。

（六）过热器、再热器与减温器

过热器是将饱和蒸汽过热到额定过热温度的热交换器，在发电锅炉中是不可缺少的组成部分。采用过热器能够使饱和蒸汽加热至所需要的温度，可以提高蒸汽轮机的工作效率，减少蒸汽轮机的蒸汽消耗量，减少蒸汽输送过程中的凝结损失，消除对蒸汽轮机叶片的腐蚀。

提高过热蒸汽的初参数（压力和温度）是提高电厂热经济性的重要途径。但是，蒸汽初温度的提高受到金属材料耐温性能的限制。如果只提高蒸汽初压力而不相应地提高蒸汽初温度，则会导致蒸汽在蒸汽轮机内膨胀做功终止时的湿度过高，影响蒸汽轮机的安全工作。为了进一步提高电厂热力循环的效率以及在继续提高蒸汽初压力时使蒸汽轮机末端的蒸汽湿度控制在允许范围内，因而在高参数锅炉中普遍采用蒸汽中间再热系统。即将蒸汽轮机高压缸的排汽送回锅炉中再加热到高温，然后又送往蒸汽轮机中、低压缸膨胀做功。这个再加热蒸汽的部件就称为再热器。通常把过热器中加热的蒸汽称为一次过热蒸汽或主蒸汽；把再热器中加热的蒸汽称为二次过热蒸汽或再热蒸汽。再热蒸汽的参数与热力循环的经济性有关，一般来说，再热蒸汽的压力约为主蒸汽压力的20%～25%，再热器出口的蒸汽温度与主蒸汽温度相同或相近，再热蒸汽量约为主蒸汽量的80%。采用一次中间再热可使电厂循环热效率提高约4%～6%，二次再热可再提高约2%。我国生产的超高压以上机组都采用了一次中间再热系统。

锅炉运行中，保持汽温的稳定对保证机组的安全经济运行是十分重要的。但是由于很多因素的影响，会使过热蒸汽温度和再热蒸汽温度发生变化，甚至偏离额定值过大，为此必须装设汽温调节设备，采取调节措施，以保持蒸汽温度稳定在规定范围内。

现代大型电站锅炉蒸汽温度调节方法常用的有喷水减温、汽-汽热交换、蒸汽旁通、烟气再循环、分割烟道挡板调节和改变火焰中心位置等。前三种属蒸汽调节方法，后三种属烟气侧调节方法。

蒸汽温度调节方法的基本要求是：调节惯性或延迟时间小，调节范围大，对循环热效率影响小，结构简单可靠及附加设备消耗少。使锅炉在低负荷时能达到额定蒸汽温度，而在高负荷时投入减温器减温。

NG-901FA-R型余热锅炉的高压过热器和再热器蒸汽温度调节采用喷水减温形式。喷水减温是将水直接喷入过热蒸汽中，水被加热、蒸发和过热，吸收蒸汽中的热量，达到调节蒸汽温度的目的。喷水减温是直接接触式热交换，惯性小、调节灵敏、易于自动化，加上其结构简单，因此电站锅炉普遍采用。而表面式减温器由于结构复杂、调温惯性大，只在给水品质要求较低的小型锅炉中应用。

大型锅炉的给水品质很好，一般直接取给水泵出口的给水作为过热器喷水。设计喷水约为锅炉额定蒸发量的5%～8%，可使汽温下降50～60℃。再热器内压力低，其喷水从给水泵中间级抽取。

减温器通常布置在过热器联箱或联箱之间的大口径连接管道中。减温器的结构型式很多，常用的两种如图5-14、图5-15所示。

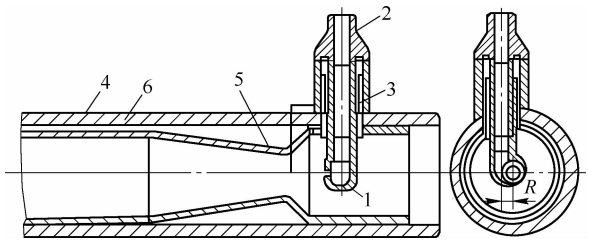


图 5-14　漩涡式喷嘴喷水减温器
1—漩涡式喷嘴　2—减温水管　3—支承钢碗
4—减温器联箱　5—文丘利管　6—混合管

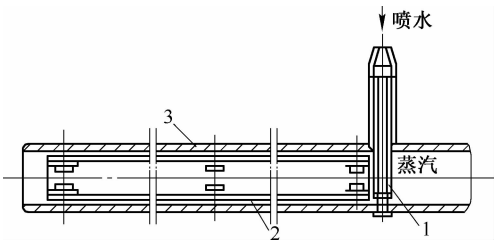


图 5-15　笛管式喷水减温器
1—多孔笛形管　2—混合管　3—减温器联箱

1. 高压过热器与减温器

高压过热器分为高压过热器 2（高温段）和高压过热器 1（低温段），分别布置在模块 1 和模块 2 中，中间设置喷水减温器。高压过热器工质流程为全回路，工质一次流过锅炉宽度方向的一排管子。来自汽包的饱和蒸汽通过饱和蒸汽连接管进入高压过热器 1 进口集箱，依次流经 3 排鳍片管，进入高压过热器 1 出口集箱，再由连接管引至喷水减温器，根据高压主蒸汽集箱出口汽温进行喷水减温后，进入高压过热器 2 进口集箱，再依次流经 3 排鳍片管进入高压过热器 2 出口集箱，由连接管引至高压主蒸汽集箱引出。

高压过热器蒸汽温度调节采用喷水减温形式，减温迅速、调节灵敏。

2. 中压过热器

中压过热器布置在模块 3，和低压过热器 2 并列布置在同一排上，中压过热器工质流程为半回路，工质一次流过锅炉宽度方向的半排管子。来自中压汽包的饱和蒸汽通过连接管进入中压过热器进口集箱，经过螺旋鳍片管被烟气加热后进入出口集箱，再有连接管引至中压主蒸汽集箱，再引出与蒸汽轮机来的冷再热蒸汽混合后至再热器 1 进口集箱。

中压过热器不设减温装置。

3. 低压过热器

低压过热器分为低压过热器 2（高温段）和低压过热器 1（低温段），分别布置在模块 3 和模块 5。低压过热器工质流程为全回路，工质一次流过锅炉宽度方向的一排管子。来自低压汽包的饱和蒸汽通过饱和蒸汽连接管进入低压过热器 1 进口集箱，经过螺旋鳍片管被烟气加热后进入低压过热器 1 出口集箱，再由连接管引至低压过热器 2 进口集箱，经过螺旋鳍片管被烟气加热后进入低压过热器 2 出口集箱，并引至低压主蒸汽集箱。

低压过热器不设减温装置。

4. 再热器和减温器

再热器分为再热器 2（高温段）和再热器 1（低温段），分别布置在模块 1 和模块 2 中，中间设置喷水减温器。再热器工质流程为双回路，工质一次流过锅炉宽度方向的两排管子。来自中压主蒸汽集箱的中压蒸汽和来自蒸汽轮机的冷再热蒸汽混合后进入再热器 1 进口集箱，一次流经 2 排鳍片管，进入再热器 1 出口集箱，再由连接管引至喷水减温器，根据再热主蒸汽集箱出口蒸汽温度进行喷水减温后，进入再热器 2 进口集箱，再一次流经 2 排鳍片管进入再热器 2 出口集箱，由连接管引至再热主蒸汽集箱再引出。

再热器汽温调节采用喷水减温形式，减温迅速、调节灵敏。

（七）省煤器

省煤器是利用烟气的热量来加热锅炉给水的热交换设备。它装在锅炉垂直对流烟道的尾部，是锅炉水汽系统中受热面金属温度最低的承压部件。

1）吸收烟气热量以降低排烟温度，提高锅炉效率，节省燃料（因而得名省煤器）。

2）给水在进入水冷壁之前先在省煤器中被加热，可以减少水在蒸发受热面中的吸热量，因此省煤器取代了部分蒸发受热面。

3）提高了进入汽包的给水温度，减小了给水与汽包壁之间的温差，从而使汽包热应力减小，工作条件得到改善。

省煤器按其出口工质的状态可分为沸腾式和非沸腾式两种。

省煤器出水管与汽包的连接如图 5-16 所示。

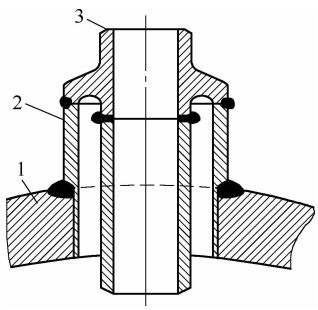


图 5-16　省煤器出水管与汽包的一种连接方式

1—汽包壁　2—保护套　3—连接省煤器

省煤器出口的水温可能低于汽包中锅水的温度，当运行工况变化时，省煤器出口水温将发生剧烈波动。如果省煤器的引出水管直接与汽包壁接触，则会因温差热应力或金属热疲劳而易导致汽包壁产生裂纹。为此，省煤器的引出水管与汽包壁的连接处装有保护套管。

1. 高压省煤器

高压省煤器（见图 5-17）包括高压省煤器 2（高温段）和高压省煤器 1（低温段）。高压省煤器 2 布置在模块 4；高压省煤器 1 布置在模块 5，与中压省煤器并列布置。高压省煤器工质流程为半回路，工质一次流过锅炉宽度方向的半排管子。高压给水操纵台过来的给水由后至前依次流经高压省煤器 1 和高压省煤器 2 的各个管排（每个管排两个流程），经加热后以接近饱和的温度进入汽包。高压省煤器 2 前 1.5 排管子设计为工质流程全部向上，使低负荷等其他非设计工况运行时所产生的蒸汽能随给水进入汽包而不产生蒸汽堵塞。

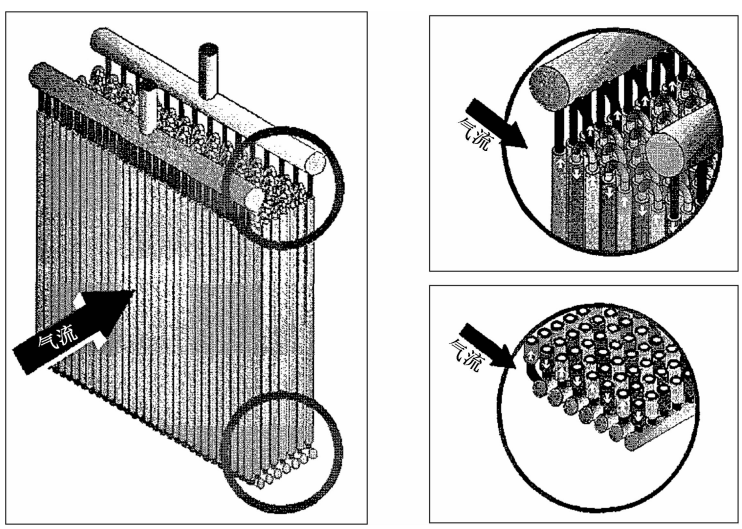


图 5-17　高压省煤器

2. 中压省煤器

中压省煤器布置在模块 5，是与高压省煤器 1 并列布置的开齿螺旋鳍片管。中压省煤器工质流程为半回路，工质一次流过锅炉宽度方向的半排管子。中压给水由后至前依次流经中压省煤器的各个管排（每个管排两个流程），经加热并经给水操纵台调整后以接近饱和的温度进入中压汽包。

3. 低压省煤器（给水加热器）

低压省煤器（给水加热器）分为低压省煤器 2（高温段）和低压省煤器 1（低温段），均布置在模块 6 中。低压省煤器工质流程为半回路，工质一次流过锅炉宽度方向的半排管子。低压省煤器 1 设置再循环，确保进入低压省煤器 1 的凝结水温度高于露点温度。凝结水操纵台过来的给水由后至前依次流经低压省煤器 1 的各个管排（每个管排两个流程），经加热后部分由低压省煤器再循环泵打回低压省煤器 1 入口与凝结水操纵台来的低压给水混合，部分引入低压省煤器 2，继续加热后以接近饱和的温度进入低压汽包。

（八）钢架和护板

对自然循环的卧式余热锅炉而言，钢架部分其实就是与烟气通道的护板（墙板，见图 5-18）焊成一个整体的框架（梁和柱）。由于钢架与护板有机连在一起形成整体的钢架护板结构，护板在密封烟气的同时，加强了框架侧向刚度。框架一般由宽翼缘 H 型钢组成，工厂采用焊接连接，工地采用栓接与焊接接合的混合连接。

烟气密封护板采用冷护板结构。这种护板可以极大地减小热膨胀，并使护板不会因热变化快而导致应力过大而破裂。护板是由墙板、加强肋、内保温层、支承钉及特殊的可滑动的内衬板组成的，内衬板可以自由热膨胀，如图 5-18 所示。在高温烟气强扰动区域，每块内衬板都装有压条等额外的固定措施。内衬板高温区域采用 ss409 材料，低温区域采用马氏体不锈钢（1Cr13）材料，墙板为普通的 6mm 厚的 Q235 板。

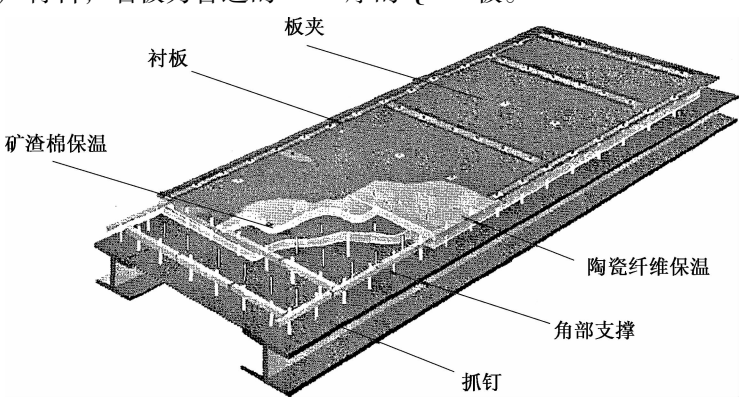


图 5-18　护板

冷护板能适应快速起停，抗爆能力强，标准设计能抵抗 500mmH_2O 的内压，按特殊要求设计的能抵抗 760mmH_2O 的内压。

护板采用工厂模块化生产，分片分块出厂，现场安装方便，极大地减少了工地安装工作量。冷护板的设计及模块化出厂，大幅降低了现场工作量。

锅炉本体钢架和护板由 H 型钢和钢板焊接而成，两侧共 14 根立柱，上下由横梁相连，组成一整体构架，能承受燃气轮机正常运行工况下的排气压力及冲击力，构架按七级地震烈

度要求设防，如图 5-19 所示（仅供学习参考）。14 根柱底部配有特殊设计的基础件，除 1 根作为膨胀中心的固定柱外，其余 13 根均为可定向滑移的活动柱底结构。

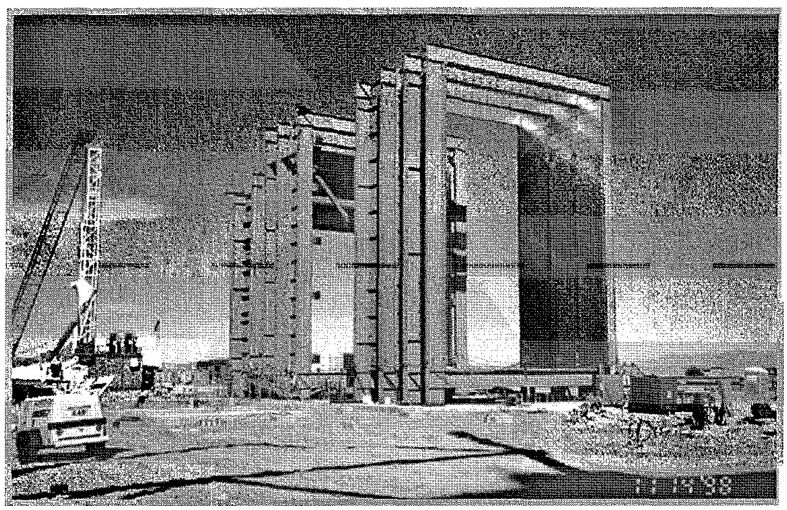


图 5-19　余热锅炉的钢架及护板

二、余热锅炉的附属设备

（一）平台扶梯

平台扶梯是为适应锅炉运行和检修方便而设置的，除检修平台采用花钢板外，其余平台均采用适应露天布置的栅架平台。平台、走道、扶梯的栅格均采用热镀锌。在平台、走道承受 4000N/m^2 活动荷载、扶梯承受 2000N/m^2 活动荷载时挠度小于 1/300，走道和平台的宽度不小于 1000mm，扶梯宽度不小于 800mm，通道最小净高不小于 2.1m。走道、平台均设带有踢脚板的栏杆。

（二）锅炉岛范围内管道及附件

高-中压给水泵为定速抽头泵，100% 容量两台，一用一备，配置了相应的阀门、仪表、过滤器、最小流量阀及再循环管路等。高压锅炉给水的调节和控制，由给水操纵台主路实现 30% ~100% 的流量调节，旁路实现 0 ~40% 的流量调节；中压锅炉给水的调节和控制由中压给水操纵台实现，中压给水操纵台设有主路 0 ~100% 全流量自动调节，并配置了相应的阀门和仪表。高压给水操纵台布置在高压省煤器 1 前，减温水在给水操纵台前引出至高压过热器中间减温；中压给水操纵台布置在中压省煤器后，减温水在给水操纵台前引出至再热器中间减温。

在低压省煤器 1 出口布置再循环回路，配备两台再循环泵，一用一备，并配备了相应的阀门、仪表、流量测量装置、过滤器等。

高、中、低压汽包上均装有加药管、连续排污管、紧急放水管、充氮管等，在主蒸汽集箱、饱和蒸汽管、汽包排污管、给水等处设置取样装置。汽包排污、紧急放水、蒸发器的定期排污、过热器和省煤器的疏水管等，均纳入排污疏水系统；各加药点的加药管及各取样点的取样管均引至炉底适当位置。

高、中、低压汽包上均设置了安全阀，水位计，水位平衡容器，电接点液位计，排气、

充氮管，压力表等管座。安全阀排汽管均引至消声器以减少噪声。高、中、低压及再热主蒸汽集箱设置有安全阀、PCV 阀（中低压无）、排气阀、压力表、就地温度计、热电偶，还装有启动及紧急排汽和反冲洗管路；冷再热蒸汽汇合集箱上也装有安全阀、压力表、就地温度计、热电偶等阀门仪表。启动及紧急排汽阀、安全阀、PCV 阀出口引至排汽消声器以减少噪声。

在所有必须的地方装设了疏水管和排气管以保证彻底排尽积水及空气。

（三）进口过渡烟道、进口烟道、出口烟道及主烟囱

进口过渡烟道、进口烟道、出口烟道及主烟囱均采用钢制壳体。进口过渡烟道、进口烟道为内保温的冷护板结构，内侧装有能自由膨胀的不锈钢（碳钢）内衬板，壳体与内衬之间夹装保温材料。出口烟道及主烟囱不设内保温，仅在烟囱底部、挡板门、测点等人可能接触的地方局部设置防护网。来自燃气轮机的排气通过进口烟道，流经锅炉本体后经出口烟道、主烟囱排入大气。

主烟囱标高为 80m，内直径为 6.8m，烟囱内最大烟气流速约为 20m/s。

（四）膨胀节

该锅炉在进口烟道前及出口烟道前设置膨胀节以吸收各部热膨胀量，膨胀节采用先进的柔性膨胀节，这种膨胀节具有三向补偿和吸收热膨胀推力的性能，具有吸收膨胀量大，并能降低噪声、隔振、结构简单、体轻等特点。

（五）检查门、测量孔及主要测点布置

为了便于安装、检修，在进口烟道、本体炉底及出口烟道上布置有检查门，在进口烟道入口、各受热面模块前后和锅炉出口布置有测量孔，以便在运行及性能测试时检测烟温、烟压。

余热锅炉烟气侧布置有 17 个测量点，包括烟囱进出口烟气温度、压力，省煤器、再热器、过热器进出口的温度，蒸汽的温度测点等，其具体名称与具体就地布置位置见表 5-4 和图 5-20 所示。

表 5-4　余热锅炉烟气侧布置的测量点

序号	测　量　项　目	测量点类型	数量	测量点位置
1	锅炉进口烟温	温度测量点	3	入口烟道
2	高压过热器 2 入口烟温	温度测量点	3	模块 1
3	再热器 1 入口烟温	温度测量点	3	模块 1
4	高压过热器 1 入口烟温	温度测量点	3	模块 2
5	高压蒸发器入口烟温	温度测量点	3	模块 3
6	高压省煤器 2 入口烟温	温度测量点	3	模块 3
7	中压过热器及中压蒸发器入口烟温	温度测量点	3	模块 4
8	低压过热器 2 入口烟温	温度测量点	3	模块 4
9	高压省煤器 1 及中压省煤器入口烟温	温度测量点	3	模块 5
10	低压过热器 1 入口烟温	温度测量点	3	模块 5
11	低压蒸发器入口烟温	温度测量点	3	模块 5
12	给水加热器 2 入口烟温	温度测量点	3	模块 5
13	给水加热器 1 入口烟温	温度测量点	3	模块 6

（续）

序号	测　量　项　目	测量点类型	数量	测量点位置
14	给水加热器 1 出口烟温	温度测量点	3	出口烟道
15	锅炉出口排烟压力	压力测量点	1	出口烟道
16	烟气进口压力	压力测量点	1	入口烟道
17	出口烟气取样	烟气取样	4	出口烟筒

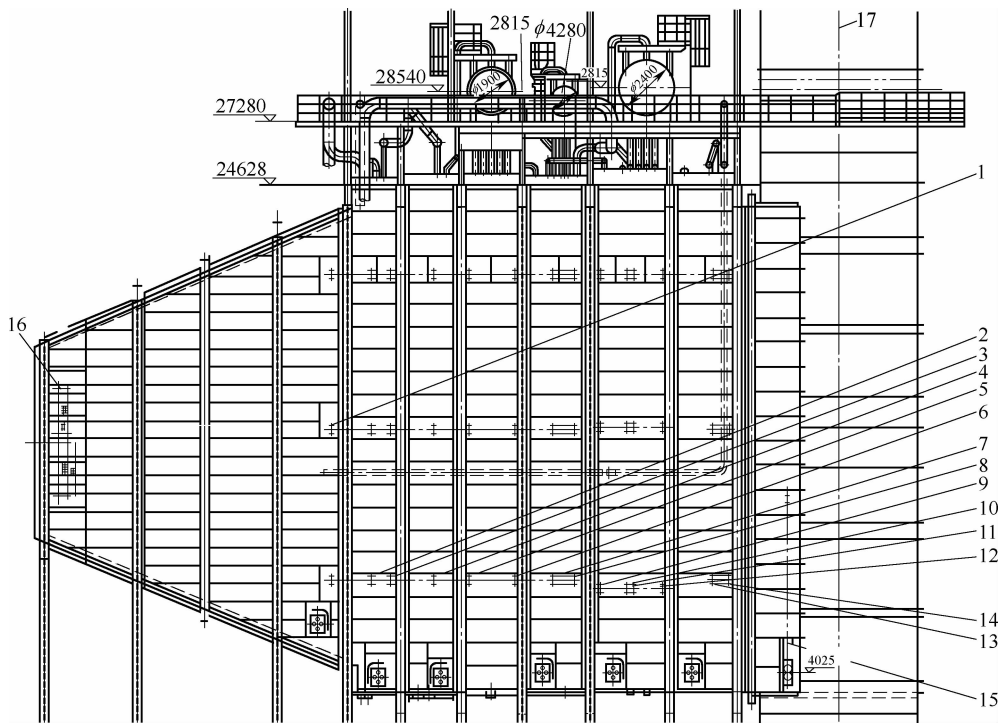


图 5-20　余热锅炉烟气侧布置的测量点

（六）给水泵

该余热锅炉配有 2 台高-中压定速抽头电动给水泵，由瑞典 ABB 公司设计制造，型号 91X5/8，按 2×100% 容量一用一备设置。给水泵为多级离心泵，共有 8 级，在 3 级后设有中压抽头器结构简图如图 5-21 所示。给水泵的详细介绍见本书高中压给水系统部分内容。

（七）再循环水泵

低压省煤器设置有两台再循环泵，一用一备，主要是用来保证低压省煤器管束的烟气温度高于露点温度，以避免烟气结露腐蚀管束损害锅炉。再循环泵站设置在锅炉第二层汽水取样间旁，它由再循环水泵、隔离阀、止回阀和调节阀组成，位于给水加热器 1 出口，用于将经预热的水在管束内再循环。调节阀采用从管束入口的

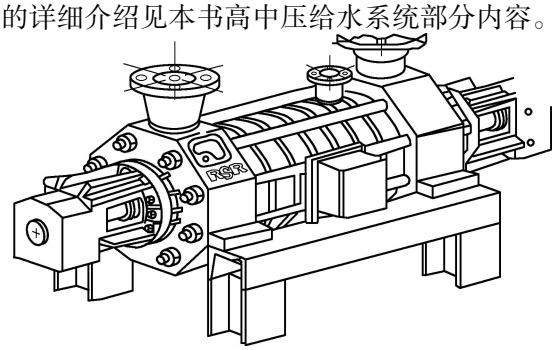


图 5-21　给水泵简图

热电偶的信号来调节再循环流量至足够水平而保持加热器管壁温度始终高于露点温度。

如果在极端环境条件时，最大出力的再循环水量仍不足以保持管壁温度始终高于露点温度，就需要将给水通过给水加热器 1 前的旁路直接引到给水加热器 2 出口后的管道并进入低压汽包。在给水加热器被全旁路时，管屏的温度等于进入管束的排烟温度。

在 HRSG 的启动期间，再循环泵的自动控制模式不可启用，直到机组达到预定燃气轮机负荷的稳态运行。每一个再循环泵系统的自动控制都只能在机组达到总体热力设计的稳态运行工况下工作，而不能用于瞬时工况。在 HRSG 启动期间，由于 HRSG 前部受热面吸收了燃气轮机排出的大多数热量，给水加热器的温升还不够。作为控制程序，再循环调节阀只在给水加热器入口水温达到 60℃时才 100% 打开。再循环泵的设计是在有一定的排放压头下运行的。此压头等于工质的静压加上给水加热器工质侧的阻力。在启动的初始阶段，只有很少的工质流量进入给水加热器管屏的工质侧，因而此时阻力很小。如果此时启用自动控制，再循环调节阀就会 100% 打开，但在启动的初始阶段给水加热器内只有很小的流量，这样再循环泵会在其规定的安全运行曲线以外条件下运行，这可能会损坏再循环水泵电机。在启动阶段，建议手动控制来启动再循环泵，先将再循环调节阀打开，最小开度为 10% 、最大开度为 25% 。这可保证取得足够的阻力以防止水泵烧坏，并减少可能在给水加热器/低压省煤器入口在 HRSG 启动时或将全旁路转变到部分旁路时产生的热应力。当加热器/低压省煤器旁路阀从全旁路回到部分旁路时，建议启用再循环泵但其调节控制点设定在烟囱内的排烟温度，同时旁路阀开始调整到关闭位置（即没有旁路）。

在 HRSG 的正常运行期间，再循环泵可以在自动状态下降低流量（即燃气轮机负荷是非基本负荷）。这样操作的理由是 HRSG 已经在稳态运行了足够的时间，整台锅炉已经完全受热，此时给水加热器的出口温度已处于高于入口温度的温度状态。因此，再循环调节阀可以作相应的调节并提供所需的排放压力，以确保水泵在安全状态下运行。在非满负荷工况，当持续减负荷运行时，一般在 HRSG 尾部可以吸收更多热量，此时要求给水加热器的出口温度要高于正常运行工况时的值，再循环泵是可以在一定的温度范围内运行的。

（八）烟囱挡板

主烟囱挡板应用于各种燃气轮机余热锅炉中，目的是在余热锅炉停炉期间，通过关闭主烟囱挡板门，有效阻断烟囱拔风，从而显著减少余热锅炉的散热。这样不仅能延长锅炉的寿命，更有利于缩短余热锅炉重新启动所需时间，对大中型燃气轮机余热锅炉两班制运行的情况而言，提高效益效果明显。

锅炉主烟囱挡板门采用蝶形对开结构，结构简单、可靠，与百叶窗式结构相比较，密封周边明显减少，密封效果较好。主烟囱挡板门驱动机构采用德国原装 AUMA 执行器，开启速度为 50 ~ 60s/次，开启平稳可靠。驱动链采用棘轮结构，保证主烟囱挡板在关闭的状态，若发生余热锅炉内烟气超过释放压力的情况，挡板门叶片能在气压的作用下自动开启释放压力，起到安全保护作用。主烟囱挡板门两端轴承均采用带座球面滚动轴承，能满足挡板门轴长、绕度较大的特点。

主烟囱挡板门的位置控制（100% 开和 0% 关限位）均采用三个独立信号输出，从而保证它的位置可靠性，并有 4 ~ 20mA/DC24V 信号输出，可执行远程调控。挡板门关闭后，能自动将雨水排除烟囱之外。

烟囱挡板的传动链是：执行机构——棘轮式联轴器——曲柄连杆机构——门。开启时，执行机构带动棘轮，推动棘轮作逆时针转动，第一转轴通过曲柄连接机构，带动第二转轴转

动，门将徐徐开启；关闭时，执行机构带动棘爪轮作顺时针转动，棘爪轮渐渐脱开棘轮，门在重力作用下带动棘轮也作顺时针转动，门徐徐关闭。门内侧安装两个强力弹簧用来克服门从90°关闭时，重力矩无法对门产生转动力矩的缺憾，由弹簧力来赋予门一个较强的转动力矩。

（九）水位计

锅炉汽包水位是锅炉运行中重要的监视和调节对象，保证水位的准确性至关重要，下面简单介绍惠州 LNG 电厂汽包水位计型号原理特点。

1. 磁翻板水位计

磁翻板水位计有三种型式：基本普通型、报警块式报警型和取样管式报警远传型。惠州 LNG 电厂低压汽包使用基本普通型磁翻板水位计，如图 5-22 所示。

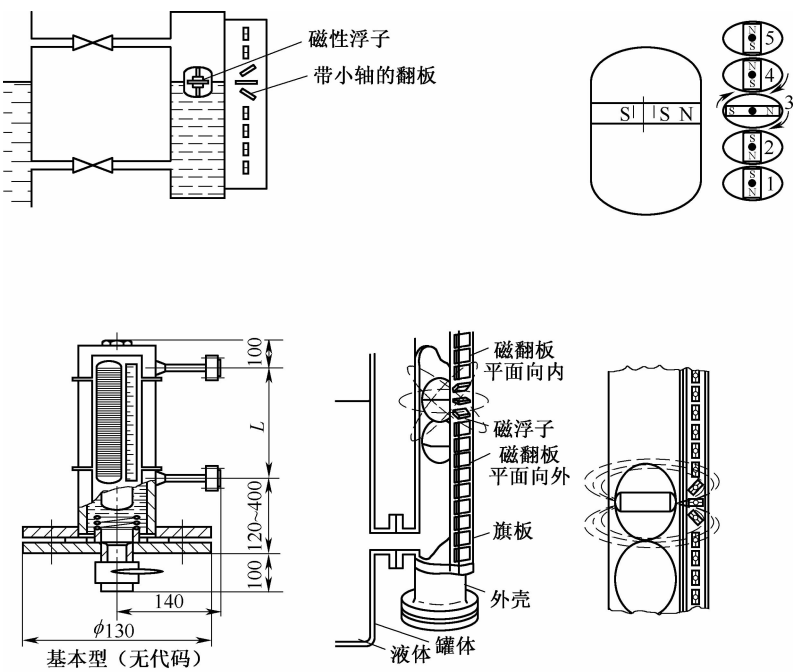


图 5-22　基本普遍型磁翻板水位计

磁翻板水位计是根据浮力原理和磁性耦合作用原理而设计的。当被测容器中的液位升降时，液位计主导管中的浮子也随之升降，浮子内的永久磁钢通过磁耦合传递到现场指示器，驱动红、白（红绿）翻柱翻转 180°，从而实现液位的指示。

2. 电接点水位计

高、中、低汽包均使用电接点水位计来时时监测汽包的水位。它是利用炉水和蒸汽的导电率差异的特性进行测量的。汽包液位的变化使部分电极浸入水中，部分电极置于蒸汽中，在炉水中的电极对筒体阻抗小，而在蒸汽中的电极对筒体的阻抗大。利用这一特性，可将非电量的水位转化为电信号，送给二次仪表，从而实现水位的显示、报警输出等功能。电接点水位计主要由测量筒体、陶瓷电极、二次仪表等几部分组成，如图 5-23 所示。

电接点水位计基本上克服了汽包压力变化的影响，可用于锅炉启停及变参数运行。电接点水位计离汽包很近，电极至二次仪表全部是电气信号传递，所以这种仪表不仅迟延小而且误差小，不需要进行误差计算与调整，使得仪表的检修与校验大为简化。

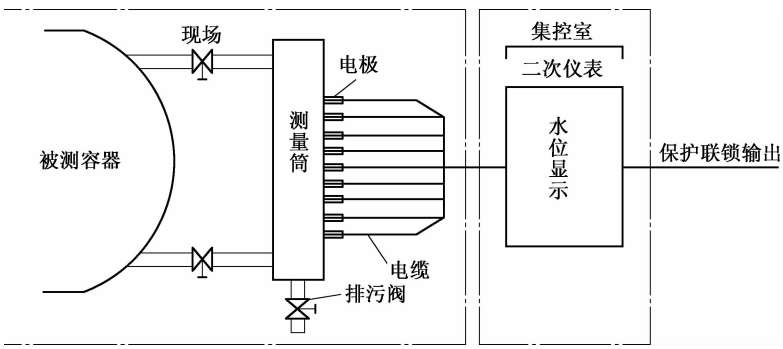


图 5-23　电接点水位计

3. 差压水位计

高、中、低压汽包均使用了差压水位计。差压水位计是根据液体静力学原理，通过测量变动水位和恒定水位之间的静压差，将差压值转换为水位值，再通过差压变送器将汽包水位转换为随水位连续变化的电信号，如图 5-24 所示。

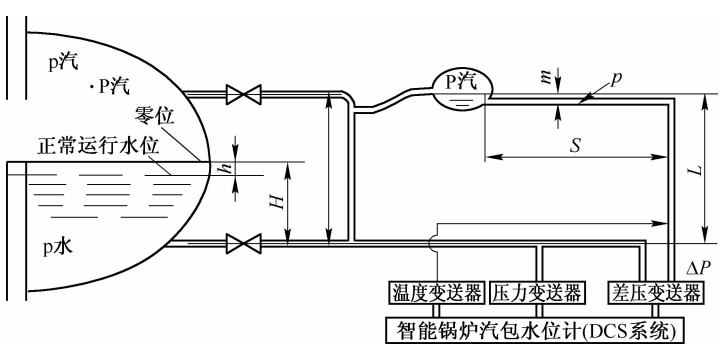


图 5-24　差压水位计

4. 双色水位计

高、中、低压汽包使用的双色水位计在锅炉启、停时用以监视汽包水位和正常运行时其他水位计的定期校对。它是采用连通器原理制成。光源发出的光，通过红绿滤色片，再通过聚光境射向水位计本体，在水位计本体内，汽相部分红光射向正前方，而绿光斜射到壁上被吸收；而在液相部分，由于水的折射使绿光射向正前方，而红光斜射到壁上被吸收，结果在正前方观察即显示出汽红水绿的现象，如图 5-25 所示。

双色水位计观测明显直观，但在实际运行中，由于锅炉加药腐蚀和汽水冲刷，运行一段时间以后，石英玻璃管内壁磨损严重，引起汽水分界不明显。尤其现在一般采用工业电视监视，现场摄像头受光线变化影响使水位显示更加模糊不清，另外由于水位计处于汽包上，环境温度高，使水位计的照明维护工作量明显增加。

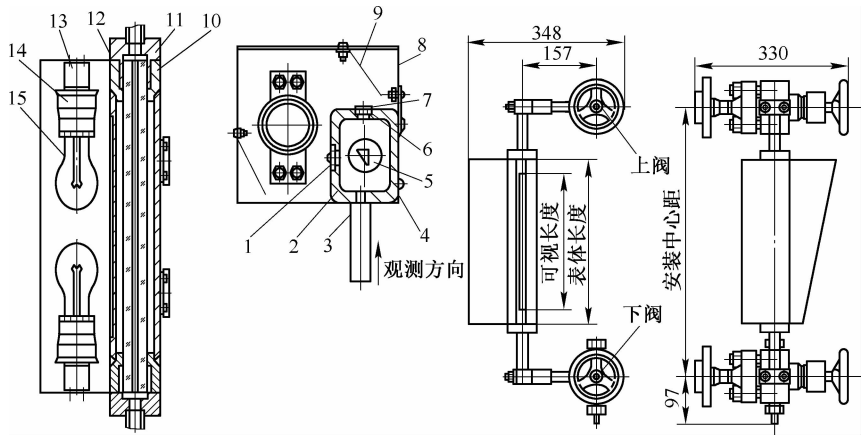


图 5-25　双色水位计

1—红玻璃　2—表体　3—观察罩　4—挡板　5—内三角石英管　6—绿玻璃片
7—玻璃压片　8—光源罩　9—反光板　10—密封座　11—端盖　12—石墨环
13—支架　14—瓷灯座　15—白炽灯

第三节　余热锅炉的运行维护

一、余热锅炉运行前的检查

联合循环机组只有当燃气轮机、蒸汽轮机、锅炉及辅助系统启动条件均满足时，机组才可以发出启动指令启动联合循环机组实现联合循环启动控制。余热锅炉系统启动前，下列设备系统必须具备启动条件：

1）锅炉控制系统完好。

2）水位显示器和变送器完好。

3）各调节阀电动阀完好。

4）化学加药系统完好。

5）排污系统完好。

6）给水系统、给水再循环系统完好正常。

7）烟囱挡板正常。

为保证机组的正常启动，余热锅炉在启动前可重点检查以下项目：

1）余热锅炉相关检修工作已结束，炉内杂物已清除，烟道保温完好，所有人孔和检查门必须紧固。

2）汽水管道支吊架完好，管道能自由膨胀。

3）各阀门、挡板与管道连接完好，法兰螺栓紧固，开关灵活，位置指示器与实际位置相符，电气热控装置完好。

4）汽包水位计严密、清晰；水位标志正确，水位计高、低水位线应明显；保温完好，防护罩齐全可靠；安装牢固，照明良好；CRT 上汽包水位监视正常。

5）安全门排汽通畅，疏水管完整、畅通、牢固；弹簧安全阀的弹簧完整，压紧适当。

6）锅炉系统所有表计指示正常，投入在线。

7）锅炉膨胀指示正常。

8）高、中、低压系统注入高品质给水（经彻底除氧、软化和预处理的水）；注水过程中开启相应的对空排气阀，应确保管道中空气全部排出；当锅炉注水时，水温与管壁温的温差应尽量小，注意控制上水速度，以控制汽包上下壁温差。

9）烟囱挡板位置。

10）如果从上次水压试验后有任何修理工作，锅炉必须检漏。

11）如果人孔门拆过，当压力达到0.15MPa时必须重新紧固以完全密封。

二、余热锅炉的启动

（一）启动概述

余热锅炉启动是机组运行相对比较复杂和容易出现故障的阶段，运行控制人员应该重点理解注意以下事项及特点：

1）余热锅炉启动期间会产生热应力，这期间的温升速度越快则产生的应力越大，如果不加以控制则会产生疲劳和缩短锅炉的寿命。

2）锅炉输入热量的控制是根据监控锅炉每一压力系统的汽包内饱和温度的上升速度（温升速度）实现的，由下列因素限制温升速度：①通过启动释放蒸汽、主蒸汽管路或其他放汽管路释放蒸汽；②通过限制燃气轮机负荷控制进入锅炉的热量。

3）最好在锅炉温度尽可能高时开启燃气轮机，在启动前用热的高品质水在锅炉中循环，将温度尽可能上升到接近沸腾温度。

4）锅炉启动和运行的关键是保持正确的汽包水位。高水位运行可能会造成过热器的损坏，低水位会造成蒸发器管壁过热而损坏并导致故障停机。

5）启动排汽阀一般为气动球形调节阀。在冷启动时，启动放汽阀必须在燃气轮机点火时完全打开，而且当温升速度超过规定值时关闭。启动阀门可在快速启动而温升速度不超值期间关闭。阀门任何情况下不可以在开度小于10%时运行（启动排汽阀在开度小于10%时操作时可能损坏阀门的密封面）。某些情况下，可用电动截止阀来代替气动调节阀，但是，电动截止阀只能用于启动，如果任何其他运行模式使用这电动截止阀可能会导致阀门的损坏并且会增加潜在的阀门泄漏危险。

余热锅炉的启动根据机组启动前的情况可分为以下三种启动状态：

冷态启动：高压汽包壁温低于100℃。

温态启动：高压汽包壁温高于100℃低于200℃。

热态启动：高压汽包壁温高于200℃。

（二）余热锅炉启动过程

下面就余热锅炉的三种状态简要叙述启动过程。

1. 冷态启动（水温低于沸点时的机组冷启动）

1）如果机组已充水一段时间，应考虑打开省煤器和蒸发器的疏水阀一段时间直到排完沉渣，检查汽包水位报警系统和设定点，打开过热器和再热器疏水阀保证所有凝结水已排出。

2）开启给水泵和再循环水泵，并调整监视汽包水位在合适的高度，一般汽包上水至启动水位并维持稳定。

3）根据运行规程调整任何必要的阀门位置和烟囱挡板的位置。

4）余热锅炉已具备运行条件，燃气轮机此时可以点火并带到最小负荷。

5）监测高、中、低压汽包的温度和水位，当每一压力系统达到沸腾时汽包水位将会升高，表明蒸汽已经产生。

6）余热锅炉启动后低压部分首先达到额定压力，然后是中压部分，最后是高压部分。达到沸腾的时间大概需要 10～45min，根据启动时的温度和燃气轮机的启动速度而定。达到基本负荷的时间根据启动时的温度、燃气轮机负荷和机组具体的温度梯度变化率而定。

7）当高压和中压部分压力达到 0.07MPa、低压汽包达到 0.035MPa 时，或当每一部分的蒸汽流量达到要求时，运行人员可开始提高燃气轮机负荷，此时过热器的疏水阀可关闭。当汽包需用水时连续排污可以置于服务状态。

8）当余热锅炉疏水阀开闭和蒸汽轮机旁路开闭时，余热锅炉汽包将产生虚假水位，事先应做好预控措施保证汽包水位在正常范围内，必要时手动调节蒸汽轮机旁路阀，作为汽包水位调节的最有效手段。

9）减温器隔离阀应在蒸汽出力达到基本负荷的 25% 时就打开，这是为了保证足够的蒸汽热量能把减温水加热。另外，操作人员必须保证减温后的蒸汽温度高于饱和温度 14℃。当不能达到这限定值时 DCS 应向操作人员报警。在蒸汽饱和温度状态下喷水会损坏管子。连续排污的流量应在汽包用水量确定后再设定。（在蒸汽为饱和温度附近时，减温器对其进行喷水减温时会导致管子损坏，因为会在管与管之间产生很大的膨胀差。）

10）余热锅炉启动过程中最重要的是控制锅炉参数不要超过上述有关参数的限制。

11）当锅炉出口蒸汽流量超过定值时，汽包水位由单冲量控制切至三冲量控制。

12）机组继续升负荷，当机组进入稳定负荷后，应当整体检查余热锅炉各设备及参数是否稳定正常。在运行期间，蒸汽流量、压力和温度不能超过所规定的设计条件。

13）初次启动时应注意各参数的变化情况，以便在以后的启动过程中加以改进和完善。特别注意各系统到达沸腾的时间和汽包水位波动到达的最高水位，据此确定初次上水的汽包水位。

2. 温态启动

1）为了将温态启动的压力损失减到最少，在给机组点火前不推荐开启过热器疏水阀。燃气轮机在点火以前要做余热锅炉的 5 倍容积的空气吹扫，冷却空气可以将过热器和再热器内滞留的蒸汽冷凝，冷凝水必须在启动前的合适时间内疏出。

2）开启给水泵和再循环水泵，并调整监视汽包水位在合适的高度，一般汽包上水至启动水位并维持稳定。

3）根据运行规程调整任何必要的阀门位置和烟囱挡板的位置。

4）机组点火升负荷至暖机负荷，锅炉疏水阀开启延时后关闭，锅炉开始升温升压，此时密切监视汽包水位，此时工质水膨胀扩容和虚假水位产生。

5）机组升负荷至基本负荷，余热锅炉的操作与冷态启动相同。

3. 热态启动

余热锅炉的热态启动与温态启动过程基本一致。

余热锅炉的三种状态启动过程基本一样，它们的不同点主要是热态锅炉的升温升压速度限制值更大，锅炉启动更快。热态时，余热锅炉产生虚假水位更剧烈，此时监视调节汽包水位是余热锅炉启动的重要事项。运行控制人员应熟悉了解余热锅炉产生虚假水位的原因及节点，在汽包水位波动前应做好预控措施，保证汽包水位波动不超过限值。

三、余热锅炉运行中的监视和调整

余热锅炉运行工况的变化主要反映在参数的变化上。运行人员的任务就是要保证参数的稳定和运行的绝对安全。为做到上述两点，要求余热锅炉的运行人员必须随时监视运行工况的变化，对各运行参数进行分析总结，然后进行准确的调整。

在余热锅炉运行中，监视与调整的主要任务包括：各阶段汽包水位的正常；蒸汽压力、蒸汽温度的正常；各给水流量蒸汽平衡正常；给水、饱和蒸汽和过热蒸汽合格的品质；保证辅机运行正常等。下面简要介绍主要监视调整内容。

（一）汽包水位

机组运行时，当汽包的水位低于低低水位时，将导致管子和集箱过热，此时燃气轮机将保护延时跳闸停机。低水位报警时，运行人员应采取措施以避免到达低低水位。当汽包运行水位高于高高水位运行时，将会导致过热器管子和其他下游设备受污染（结垢），并导致高压蒸汽带水，危机蒸汽轮机安全。达到高高水位时应立即启动自动调节装置降低水位，机组也将在高高水位报警延时后发机组跳闸指令。整个运行过程，密切监视给水流量、蒸汽流量等参数是否正常，在汽包水位异常时，可对给水调阀、疏水阀等进行必要的干预，使汽包水位恢复至正常水位。

（二）工作压力

运行人员的责任是确保机组充分疏水的情况下，保证机组稳步升温、升压及蒸汽压力不超过设计压力。

（三）工作温度

运行人员操作过程中需保证：

1）喷水减温器工作正常，过热蒸汽、再热蒸汽均不超温导致机组负荷回切（Run Back，RB）。

2）高、中、低再热蒸汽温度稳步升高，在温升率不超限情况下较快达到蒸汽轮机进汽条件。

3）余热锅炉各受热面温度均在正常范围内。

4）锅炉排烟温度正常，低压省煤器温度均在正常范围内，防止尾部烟道的结露腐蚀。

5）汽包均匀升温，壁温差在正常范围，避免壁温超限报警。

（四）排气背压

为了保护锅炉模块的安全及燃气轮机排气烟道和膨胀连接支承设备的安全，在整个运行过程中密切监视锅炉的排气压力。当锅炉的排气压力达到保护值时发出报警提示运行人员。

（五）烟囱挡板

燃气轮机启动前烟囱挡板门需 100% 打开，挡板门位置必须通过硬接线连接显示在操作控制面板上作为燃气轮机启动的必要条件，否则会损坏锅炉护板，特别是烟气侧的膨胀节更易损坏。为了安全起见，一般在机组启动时，烟囱挡板至于手动开启全开位，当机组停运时再投入自动状态。

（六）减温器故障

过热器管子和连接管的设计未考虑由于减温器故障造成的超温。所有减温器必须监测其是否正常运行。在减温器故障时，必须控制燃气轮机负荷以保证受热面不超温。

（七）再热器和高压过热器启动情况

在燃气轮机排烟温度升高时，再热器和高压过热器管簇不能处于干烧状态。在燃气轮机点火升温后，必须有蒸汽通过再热器和高压过热器管簇以冷却管壁。蒸汽流量不够时，将导致管壁温度短时超温最终引起管簇失效。

（八）排污扩容器

锅炉中不溶的水垢和沉淀物排至排污扩容器。排污扩容器需经常疏水和清洗，以防沉淀物沉积在扩容器中破坏扩容器。

四、余热锅炉的停炉

余热锅炉停炉方式有两种：对于正常检修、长时间停运或者锅炉不需要检修时的停炉，应使用正常停机程序；如需要立即进入锅炉检修，应使用紧急停炉程序。下面简单介绍停炉操作过程。

无论是正常停炉还是紧急停炉，停炉前应做好以下准备。

炉水循环时其中的泥垢和其他物质呈悬浮状态。当水循环停止时，固体物质有可能堆积和附着在内部表面，这会影响换热并加快腐蚀，为此可以在停运前期通过以下步骤来减少腐蚀：

1）增加 10% 的连续排污量，并提高底部排污频率。

2）增加化学加药，适当提高炉水 pH 值。

3）在受压下短暂的打开每个排污阀以便排出积聚的泥垢，并检查管路是否堵塞。

4）在燃气轮机熄火前，保证给水系统的给水品质。

（一）正常停炉

当燃气轮机停机时，余热锅炉开始冷却。除非要对锅炉进行检修，否则应尽量减小锅炉散热，保持工质侧压力。燃气轮机熄火后，将余热锅炉高、中、低压汽包上水至高水位（如第 2 天计划启动，应根据各系统泄漏量和启动时间合理确定上水水位；如第 2 天无启动计划，则上至最高可见水位）。停运给水泵和给水再循环泵，关闭高、中压过热器出口隔离阀及旁路阀和低压过热器出口隔离阀。将锅炉烟囱挡板打至“AUTO”状态。机组转速低于 300r/min 延时 30min 烟囱挡板自动关闭。停机后，如果汽包水位下降过快应及时补水防止一次上水过多导致汽包上下壁温差增大过快。

（二）紧急停炉

只有在要求立即进入锅炉检修或余热锅炉出现严重故障时，才可使用紧急停炉。正常检修时不需紧急停炉，因为这样会增加锅炉的热应力。

需要紧急停炉时，待机组停止运转后，关闭高、中、低压给水调节阀，打开高、中、低压系统排污阀直至汽包水位到水位计可见的最低水位。关闭排污阀，等待 5min，汽包上水至高水位。等 5min 后，再重复放水及上水。注意，在此过程中应严密监视汽包上下壁温差在规定范围，一般不能超过 30℃。

重复上面步骤直到压力达到 0.07MPa。开启对空排汽阀防止锅炉形成真空。此时，过热器、蒸发器和省煤器管束可以开始疏水。疏水管必需畅通，若有堵塞需立即处理。

余热锅炉采用空冷，打开所有的疏水阀和对空排汽阀，增加冷却速度。必要时，打开离燃气轮机最近的检查门，用风机鼓风冷却。如果需在炉顶检修，应对炉顶部分单独进行强制通风，可采用压缩空气对炉顶部分吹扫等方法加快冷却。

五、余热锅炉的停炉保养

（一）停炉保养的重要性

锅炉停用期间，如果不采取有效的防护措施，在空气中氧气和温度的作用下，金属内表面便会产生溶解氧腐蚀，尤其以过热器最为严重。因为锅炉停用后，外界空气必然会大量进入锅炉汽水系统，此时，锅炉虽然存水已放尽，但管内金属表面上往往因受潮而附着一层水膜，空气中的氧便溶解在此水膜中，使水膜饱含溶解氧，很容易引起金属的腐蚀。

当停用锅炉的金属内表面上结有盐垢等沉积物时，腐蚀过程会进行得更快。这是因为金属表面的这些沉积物具有吸收空气中水分的能力，而且本身也常会有一些水分，故沉积物下面的金属表面仍然会有一层水膜。在未被沉积物覆盖的金属表面上或沉积物的孔隙、裂缝处的金属表面上，由于空气中的氧容易扩散进来，使水的含氧量较高。沉积物下面的金属表面上，水含氧量相对较低。这样就使金属表面产生了电化学不均匀性。溶解氧浓度大的地方，电极电位高而成为阴极。溶解氧浓度小的地方，电极电位较低而成为阳极。这样金属便遭到腐蚀。当沉积物中含有易溶性盐类时，这些盐类溶解在金属表面的水膜中，使水膜中的含盐量增加，由于易溶性盐类溶液的高导电性，从而导致溶解氧腐蚀的作用加速。

停用腐蚀的主要危险还在于它将加剧设备运行时的金属腐蚀过程。这是因为停用锅炉的腐蚀，使金属表面产生腐蚀沉积物，由于腐蚀产物的存在以及由此而造成的金属表面的粗糙状态，成了运行中腐蚀加剧的促进因素。锅炉在停用期间，金属的温度很低，停用腐蚀本身的速度还是比较缓慢的，然而腐蚀产物是由高价氧化铁组成的，在锅炉重新投入运行时起着腐蚀微电池的阴极去极化剂作用，使腐蚀过程逐渐发展。当金属表面形成相当数量的氧化物后，这种氧化物便有可能转移到热负荷较高的受热面区段产生高温垢下腐蚀并使传热恶化，造成金属管壁超温；或随蒸汽进入蒸汽轮机，沉积在蒸汽轮机的通流部分。因此，做好防止锅炉受热面在备用和检修期间的腐蚀工作是十分重要的。

（二）余热锅炉保养措施

余热锅炉停运期间，应监视各汽包水位，当高/中压汽包水位初次低于 -300mm 时，应及时补水。补水时，水位调节阀开度不宜过大，补水速率不能太快，严格控制高、中压汽包上下壁温差不大于 40℃。

余热锅炉较长时间停炉后，应对其实施适当的保养，避免因氧化等原因对设备造成损坏，延长设备的使用寿命。余热锅炉的保养应根据不同的停炉时间，不同的部件采取不同的保养方法，见表 5-5。

表 5-5　余热锅炉保养措施

余热锅炉设备	停炉时间		
	小于 1 周	1 周到 2 周	大于两周
锅炉水侧（汽包、蒸发器、省煤器等）	余压保养	干燥保养	十八胺保护膜法或充氮保养
锅炉蒸汽侧（汽包、过热器等）	余压保养	干燥保养	十八胺保护膜法或充氮保养
再热系统（冷再管、再热器）	余压保养	干燥保养	十八胺保护膜法或充氮保养
给水加热器	余压保养	干燥保养	十八胺保护膜法或充氮保养
安全阀	—	—	乙烯薄膜遮盖
手动阀	—	—	用防锈油涂阀芯、用标志牌禁止开启或关闭

（三）各种保养方法介绍

1. 余压保养

机组停运后，关闭余热锅炉出口挡板，保持余热锅炉温度。余热锅炉停运后，关闭所有锅炉进出口的截止阀，尽可能长时间地保持余热锅炉的内压。将锅炉汽包水位上至高高位，维持锅炉汽包上下壁温差在允许范围内。

如果停机时间为两周左右，而又未及时进行干燥保养时，锅炉水侧可以使用余压保养。锅炉重新上水至正常水位稍高，并通知化学人员进行强氨-联胺加药，提高炉水 pH 值和联胺浓度。当锅炉压力降到接近大气压时，对锅炉蒸汽侧进行充氮，使锅炉内压力在 0.03 ~0.06MPa 范围内；在保养期间，对锅炉不时地进行充氮，使锅炉内压维持在 0.03 ~0.06MPa 之间。

2. 干燥保养

按规程停机，停机前通知化学人员进行强氨-联胺加药，提高炉水 pH 值和联胺浓度。停机过程中加强锅炉排污，防止炉内沉渣。停炉后保持余热锅炉烟囱挡板开启状态，加强余热锅炉自然冷却速度。当锅炉压力降到 0.07MPa 或汽包壁温低于 150℃时，检查确认汽包壁温差在允许范围内（高压 <40℃，中、低压 <50℃）。对锅炉全面放水，放水时应留意放水速度，避免排污扩容器超压。放水完毕后，开启锅炉过热、再热器疏水阀，以及各排空阀，对锅炉进行余热烘干。烘干完毕后，关闭锅炉汽水热力系统的所有阀门，封闭锅炉。

3. 充氮保养

当余热锅炉的内压力降到 0.35MPa，炉水温度 100℃时，进行彻底疏水；同时，对余热锅炉进行充氮。在保养期间，对锅炉不时地进行充氮，使锅炉内压维持在 0.03 ~0.06MPa 之间。

4. 十八胺保护膜法保养

机组停运时，将十八胺加入热力系统，它进入锅炉后在高温下挥发进入蒸汽，从而布满锅炉、蒸汽轮机及整个热力系统。在热力系统所有部位的金属表面（包括极难保护的过热器和再热器）上形成一层憎水性十八胺保护膜，把金属与空气隔绝，从而防止设备停运期间水及大气中氧和二氧化碳对金属的腐蚀，保护了设备。具体操作过程：化学人员已做好加药准备，值长发停机令，按照规程要求主控负责操作，将凝汽器水位补至高高水位以上，以保证加药过程中尽量不补充除盐水。关闭锅炉汽包的各排污阀，过热器、再热器出口集箱对空排保持在关闭位置。当机组负荷降至 150MW 左右，退出“ALR ON”，手动调节负荷，以达到要求高压、过热蒸汽温度及再热蒸汽温度在 300 ~460℃；给水流量在 300t/h（可能的条件下尽量减小给水流量）左右。维持该负荷运行，通知化学人员开始加药，加药时间尽量控制在 45min 以内。机组停运后，热力系统尽量不再补充除盐水。当锅炉压力降到 0.07MPa 或汽包壁温低于 150℃时，检查确认汽包壁温差在允许范围内（高压 <40℃，中、低压 <50℃），对锅炉全面放水。放水完毕后，开启锅炉过热、再热器疏水阀，各排空阀，对锅炉进行余热烘干。烘干完毕后，关闭锅炉汽水热力系统的所有阀门，封闭锅炉。

第四节　余热锅炉的保护及控制

一、余热锅炉的保护

机组在非正常工况下运行时，为了保护机组联合循环的经济性以及本身系统设备的安全

性，当余热锅炉的运行参数超过一定限值时，控制系统自动发出报警或者发出报警后自动保持运行状态或者改变运行状态，余热锅炉的这种保护相当重要。惠州 LNG 电厂余热锅炉主要配置有以下保护。

（一）机组跳闸

为实现联合循环机组的正常运行以及保护机组各设备的安全运行，当以下任一情况发生时，机组均发出跳闸保护：

1）高压汽包水位高于 200mm；

2）高压汽包水位低于 -630mm；

3）中压汽包水位高于 200mm；

4）中压汽包水位低于 -350mm；

5）低压汽包水位高于 200mm；

6）低压汽包水位低于 -1290mm。

（二）机组负荷回切（RB）

当以下任一情况发生时，机组发出 RB 指令：

1）高压蒸汽温度高于 546℃；

2）再热蒸汽温度高于 574℃。

（三）机组负荷保持（LOAD HOLD）

当以下任一情况发生时，机组发出 LOAD HOLD 报警，机组维持负荷不变直至报警复归：

1）高压汽包壁温差超过限值 30℃；

2）中压汽包壁温差超过限值 50℃；

3）低压汽包壁温差超过限值 50℃；

4）高压主蒸汽温升超过限值（由主蒸汽压力函数计算得出限值）；

5）再热主蒸汽温升超过限值（由主蒸汽压力函数计算得出限值）；

6）低压主蒸汽温升超过限值（由主蒸汽压力函数计算得出限值）。

（四）锅炉报警

以下任一情况发生时，控制系统报警，以引起运行人员的注意并能及时的采取措施加以控制：

1）3 个汽包水位高于或者低于报警值；

2）高压主蒸汽温度高于或者低于报警值；

3）高、中、低压主蒸汽压力高于报警值；

4）3 个汽包压力高于报警值；

5）再热蒸汽温度高于报警值；

6）高压给水母管压力低于报警值；

7）余热锅炉排烟压力高于报警值；

8）高、中、低压汽包壁温差大于报警值（机组负荷保持）；

9）再循环泵出口流量低于报警值；

10）高中低压给水调阀位置超限；

11）高中低压给水流量超限；

12）高中压给水压力超限；

13）高压再热低压主蒸汽温升超过限值（机组负荷保持）；

14）各阀门的状态发生故障。

二、余热锅炉的控制

（一）高压汽包水位控制

高压汽包水位主要通过给水调节阀的开度改变进水量来控制水位。在正常运行时由蒸汽流量、汽包水位和给水流量组成三冲量调节系统来控制水位，启动和低负荷时只有汽包水位单冲量调节系统来控制水位。

设置了高压给水旁路系统，给水旁路调节阀按锅炉 50% 负荷进行设置，主要作为锅炉启动上水及低负荷时用。在整个运行范围内，包括单冲量与三冲量调节系统之间相互切换时，系统均应保持稳定，具体控制描述如下：

1）测量汽包水位的变送器为冗余配置，并进行压力补偿、比较和选择。

2）经温度补偿的给水流量作为总给水流量。

3）采用经温度和压力补偿的主蒸汽流量用作蒸汽流量测量。

4）启动和低负荷时，汽包水位采用单冲量调节；在蒸汽流量达到一定值时，控制系统自动无扰动切换到三冲量调节。

5）控制系统的特性保证给水流量与负荷指令为线性关系。

6）汽包水位高高时，联锁打开汽包定期排污阀和紧急放水阀直至汽包水位高一值时关闭。汽包水位高、低时，有报警信号输出。

（二）中压汽包水位控制

中压汽包水位主要通过给水调节阀的开度改变进水量来控制水位。在正常运行时由蒸汽流量、汽包水位和给水流量组成三冲量调节系统来控制水位，启动和低负荷时只有汽包水位单冲量调节系统来控制水位。

在整个运行范围内，包括单冲量与三冲量调节系统之间相互切换时，系统均应保持稳定。

1）测量汽包水位的变送器为冗余配置，并进行压力补偿、比较和选择。

2）经温度补偿的给水流量作为总给水流量。

3）采用经温度和压力补偿的过热蒸汽流量用作蒸汽流量。

4）启动和低负荷时，汽包水位采用单冲量调节；在蒸汽参数稳定，给水流量允许的情况下，控制系统可自动无扰动切换到三冲量调节。

5）控制系统的特性保证给水流量与负荷指令为线性关系。

6）汽包水位高高时，联锁打开汽包紧急放水阀和定期排污阀直至汽包水位高一值时关闭。汽包水位高、低时，有报警信号输出。

中压汽包水位调节阀位于中压省煤器出口，为确保两班制运行停炉保温过程中省煤器的安全，在停炉时要求该调节阀保持一个最小开度。

（三）低压汽包水位控制

低压汽包给水调节阀位于低压省煤器出口，其控制及相关描述如下：

低压汽包在启动和低负荷时，其水位由单冲量（汽包水位）控制。正常负荷时，控制为三冲量控制，维持主给水流量、汽包水位和低压主要蒸汽流量的平衡，并进行单、三冲量的切换控制。

低压汽包水位的控制由低压给水调阀开度和凝结水泵变频器功率两个变量联合控制实现。两个变量在某一时刻时总是固定一个变量，由另一变量实现控制。当负荷变化较大时，由两变量轮换变化控制。如启动过程中，变频器功率维持在较低值，给水调阀开度随负荷的增加而增大，当给水调阀打开至某一定值时保持不变；然后由凝结水泵变频器控制，随着负荷的继续增加，变频器功率不断增大；当变频器功率又增加至某一较高值时，给水流量再又切至低压给水调阀开度控制直至给水调阀开度和变频器功率都达最大值。

（四）高压过热蒸汽温度调节

高压过热器减温器控制应按要求调节喷水流量，控制高压蒸汽终端温度，减温水来自高中压给水泵高压出口。当高压蒸汽终端温度大于设定值时，即可进行减温器蒸汽温度控制。

在启动和加载过程中，当蒸汽温度达到设定值时，调节减温水调节阀的开度，同时连锁打开减温水电动截止阀。随着燃气轮机的负荷增加和排气温度的升高，高压过热蒸汽出口温度也将提高，同时也增加对喷水量的需求，调节减温水调节阀的开度以控制过热蒸汽出口温度。

如果燃气轮机的负荷变化，需要减小减温水的流量，此时应减小调节阀的开度以控制过热器出口温度。过热蒸汽出口温度允许在一定范围内波动，当低于最低控制设定值时，应关闭减温水调节阀并连锁关闭减温水电动截止阀。应注意以下两点：

1）高压过热蒸汽温度调节系统是串级的。

2）考虑锅炉运行不同工况引起负荷与初始喷水需求关系的偏移，过热蒸汽减温器出口温度设定值要具有一个合适的修正系数，使其在控制范围内自动随机组负荷增加而增加，而不至于过早喷水。在低负荷、蒸汽轮机跳闸时，要求严密关闭喷水回路的相关阀门。

（五）再热蒸汽温度调节

再热减温器控制应按要求调节喷水流量，控制再热蒸汽终端温度，减温水来自高中压给水泵中压出口。当再热蒸汽终端温度大于设定值时，即可进行减温器蒸汽温度控制。

在启动和加载过程中，当蒸汽温度达到设定值时，调节减温水调节阀的开度，同时连锁打开减温水电动截止阀。随着燃气轮机的负荷和排气温度的增加，再热蒸汽出口温度也将提高，同时也增加对喷水量的需求，调节减温水调节阀的开度以控制过热蒸汽出口温度。

如果燃气轮机的负荷变化，需要减小减温水的流量，此时应减小调节阀的开度以控制再热蒸汽出口温度。再热蒸汽出口温度允许在一定范围内波动，当低于最低控制设定值时，应关闭减温水调节阀并连锁关闭减温水电动截止阀。应注意以下两点：

1）再热蒸汽温度调节系统是串级的。

2）考虑锅炉运行不同工况引起负荷与初始喷水需求关系的偏移，再热蒸汽减温器出口温度设定值要具有一个合适的修正系数，使其在控制范围内自动随机组负荷增加而增加，而不至于过早喷水。在低负荷、蒸汽轮机跳闸时，要求严密关闭喷水回路的相关阀门。

（六）高、中、低压排污控制

1. 连排

连续排污调节阀主要是根据汽包炉水的品质来控制阀门的开度。启动期间，在锅炉汽包水位膨胀结束前可参与汽包的水位调节，当汽包水位膨胀结束后保持一定的开度。运行人员并可通过 CRT 监视画面根据炉水品质调节该阀的开度。

2. 定排

定排包括汽包定期排污和蒸发器的排污。在 HRSG 启动期间为了保证汽包炉水的品质，

要排除汽包底部可能的残渣。故在汽包上水和启动期间打开该阀门，随着汽包压力的上升，达到定值时，可关闭该阀门。蒸发器的排污阀主要作用是排除蒸发器可能的残渣和提高省煤器的循环。在锅炉启动时打开该阀，当汽包压力上升到定值时，关闭阀门。

（七）低压省煤器再循环控制

低压省煤器再循环的功能是为了提高低压省煤器入口的水温、防止鳍片管表面结露而设置的。锅炉启动时，可投入再循环控制，再循环系统的设计是在额定的稳定工况下运行的。在变负荷或低负荷情况时，应控制再循环的流量以保护泵的安全运行。

再循环泵采用一用一备的配置，再循环控制阀根据省煤器入口水温进行自动调节，其开度应受到上、下限的限制，目的是保护泵的安全运行。

启动过程中，低压再循环泵在保持泵出口调节阀最小开度 25% 的情况下运行，三通阀旁路侧关闭；再循环泵出口调节阀投入自动后，自动调节省煤器进口温度达目标值 55℃。

（八）低压省煤器旁路控制

低压省煤器旁路控制系统是将锅炉给水送给低压省煤器和省煤器周围的管路，主要功能包括：①使所有的 HRSG 给水流到低压省煤器；②使所有的 HRSG 给水流经低压省煤器旁路；③使任何部分的水流流到省煤器或低压省煤器周围的旁路。三通阀的位置可由 DCS 根据 HRSG 运行形式自动调节。当低压再循环泵出口调节阀开度大于 98% 或者省煤器进口温度大于 130℃时，三通阀由零开启调节水温。

（九）烟囱挡板

锅炉主烟囱出口的烟气挡板门在燃气轮机启动前需 100% 打开，此信号作为燃气轮机启动的必要条件，否则将会损坏锅炉护板，特别是烟气侧的膨胀节更易损坏。当机组停运时，转子的转速低于 300r/min 的话，延时半小时自动关闭。

如果锅炉主烟囱烟气挡板没有完全打开，随着燃气轮机烟气的不断进入，可能导致主烟囱烟气压力的增大，当高于设定值时，此时机组应跳闸。

第六章　附 属 系 统

第一节　天然气调压系统

一、系统概述

天然气调压系统，又称天然气处理站，其主要作用是接收、计量来自上游天然气供应站或供气管道的天然气，并对天然气进行过滤、调压、调温等处理，以满足下游用户——燃气轮机、启动锅炉等——运行所需的燃气品质。

（一）天然气调压站的分类

根据上游天然气来源的压力等级不同，天然气处理站可分为减压站和升压站。当进站的天然气压力大于燃气轮机运行所需压力时，需要对天然气进行降压和加热处理，则为减压站；当进站的天然气压力小于燃气轮机运行所需压力时，需要对天然气进行升压和冷却处理，则为升压站。

由于燃气轮机电厂天然气的供给一般是由天然气接收站通过专门的管道输送，其输送的天然气压力高，所以大部分燃气轮机电厂的天然气调压站均为减压站，如深圳东部燃机电厂、福建莆田燃机电厂等。

也有个别燃气轮机电厂的天然气是通过市政燃气管道供给的，但输送来的天然气压力偏低，必要时需要对天然气进行增压，则其天然气调压站为升压站，如北京京丰热电厂等。

（二）天然气调压站的组成

天然气经过压缩升压后温度会升高，经过减压后温度会降低，根据调压站对天然气处理方式的不同，天然气升压站需布置升压和冷却单元，天然气减压站需布置加热单元。

1. 天然气升压站

天然气升压站一般包括以下组成部分：入口紧急关闭单元、计量单元、升压及冷却单元、过滤单元、燃气轮机供气调压单元等。

2. 天然气减压站

天然气减压站一般包括以下组成部分：入口紧急关闭单元、计量单元、过滤单元、水浴炉加热单元、燃气轮机供气调压单元等。

二、系统流程

1. 典型的天然气减压站流程

对于减压型的天然气调压站，天然气由供给管网接入后，按天然气流向一般依次经过以下工作流程（见图 6-1）：

先进入入口紧急关闭单元，单元主要用于在发生火灾等紧急情况时迅速关断进入调压站的天然气气源，以保障整个系统的安全；接着进入流量计量单元，主要是对天然气进行成分色谱分析和流量计量，以确定天然气的流量及热值；再经过燃气加热单元，由于天然气经过

减压后温度会降低，在减压前对天然气进行加热，以保证经过减压后的天然气在规定的温度内；再经过一个分离过滤单元，用于将天然气中的固体小颗粒和液体小液滴分离出来，以给燃气轮机提供清洁的天然气；最后再经过燃气轮机调压单元，对天然气的压力进行调整，将天然气的压力降低到一个稳定的值，以给燃气轮机提供稳定的燃料供应。

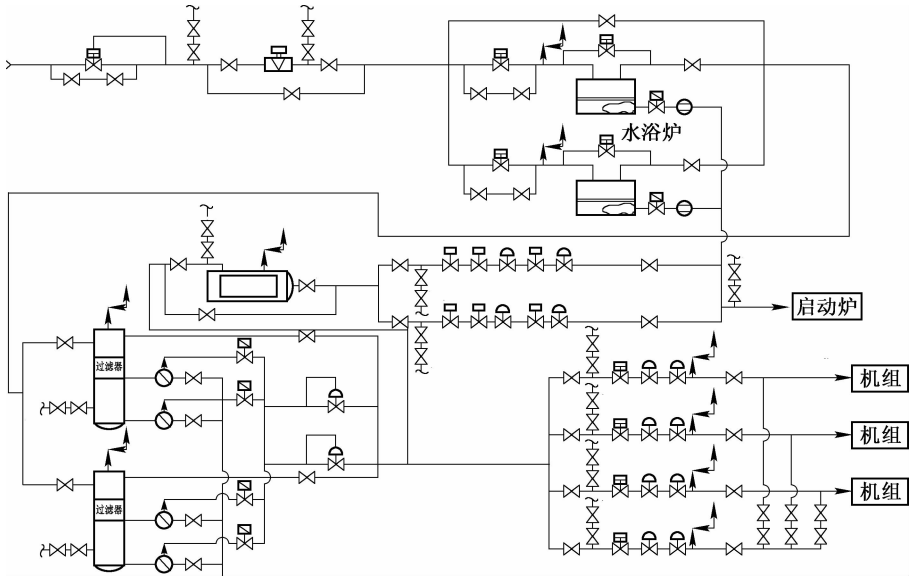


图 6-1　天然气减压站工作流程

2. 典型的天然气升压站流程

对于升压型的天然气调压站，天然气由供给管网接入后，按天然气流向一般依次经过以下工作流程（见图 6-2）：

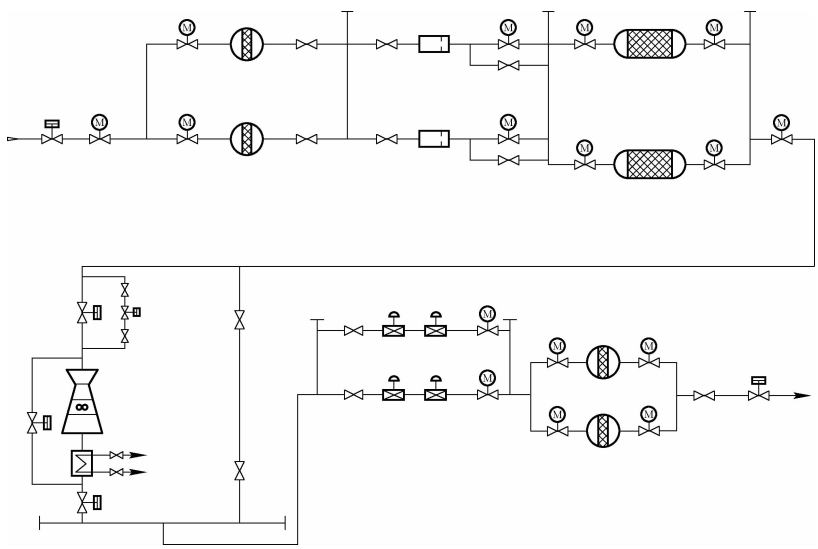


图 6-2　天然气升压站工作流程

先进入入口紧急关闭单元，单元主要用于在发生火灾等紧急情况时迅速关断进入调压站

的天然气气源，以保障整个系统的安全；接着进入流量计量单元，主要是对天然气进行成分色谱分析和流量计量，以确定天然气的流量及热值；再经过一个分离过滤单元，用于将天然气中的固体小颗粒和液体小液滴分离出来，以给燃气轮机提供清洁的天然气；再经过燃气压缩及冷却单元，对天然气进行升压，并对加压后的天然气进行冷却，以保证经过升压后的天然气在规定的温度内；最后再经过燃气轮机调压单元，对天然气的压力进行调整，将天然气的压力调整到一个稳定的值，以给燃气轮机提供稳定的燃料供应。

三、主要设备及技术参数

根据以上天然气调压站的工作流程，天然气调压站一般包括以下单元：紧急关闭单元、流量计量单元、分离/过滤单元、燃气加热单元（减压站）、燃气压缩及冷却单元（升压站）、燃气轮机调压单元等。对应于天然气调压站的各个处理单元，主要设备有：应急关断（Emergency Shutdown Device，ESD）阀、超声波流量计、过滤/分离器、加热器（减压站）、压缩机（升压站）、调压阀等。

（一）ESD 阀

ESD 阀是入口紧急关闭单元的主要设备，其主要作用是在发生火灾等紧急时刻迅速关断进入调压站的天然气气源，以保障整个系统的安全。

ESD 阀还用于保护其后天然气管道防止超压，当上游气源压力异常高，高于一定压力值后，ESD 阀自动关闭。

惠州 LNG 电厂天然气入口紧急切断阀是一个带气液联动执行机构的隔断球阀，设计流量是 224 158Nm^3/h，其开关操作是依靠气液联动执行机构来进行的，气源来源于其后天然气管路。

1. 应急关断单元的主要部件及功能

1）绝缘接头：防静电保护。

2）ESD 阀：隔离天然气。

3）气液联动执行机构：入口紧急切断阀的开关操作执行机构。

4）ESD 旁路球阀和旁路截止阀：用于向系统缓慢地充入天然气。

5）放散球阀和放散截止阀：紧急关闭单元天然气的手动排放。

2. ESD 阀的开关操作

ESD 阀可在远方实现关闭，但只能在就地打开。ESD 阀开启前，必须先通过开启旁路阀将 ESD 阀前后压差保持一致后，才能开启该阀。操作应注意如下几点：

1）ESD 阀必须现场手动开启，开启时将开启机械按钮（OPEN）按下约 5 ~ 8s，待 ESD 阀全开即可松手。关闭时，同样将关闭机械按钮（CLOSE）按下约 5 ~ 8s，待 ESD 阀全关即可松手。

2）DCS 调压站监视画面上可远程关闭 ESD 阀。

3）集控室监控墙上有远程关闭 ESD 阀按钮，按下约 5 ~ 8s 待 ESD 阀全关即可松手。

4）若无气源或电信号故障不能操作，可在就地利用 ESD 阀手轮进行开关操作。

（二）超声波流量计

天然气计量部分主要包括流量计量和色谱分析两大部分，色谱分析用以确定天然气的组分和热值，目前燃气轮机及其联合循环电厂调压站天然气的计量一般都采用超声波流量计。

超声波流量计将实际的流量、实际的天然气温度、压力一起传送给流量计算机，然后以

Nm^3/h 的形式计算出天然气的消耗量。

计量管路一用一备，正常时将有超声波流量计支路（主）开启，将无流量计支路（备）关闭，待超声波流量计设备维修时切换到备用支路。

（三）过滤/分离器

天然气的过滤/分离器用于将天然气中的固体小颗粒和液体小液滴分离出来，以给燃气轮机提供清洁的天然气，并配有冷凝液收集罐，用于贮存分离出来的冷凝液。

过滤/分离单元一般设计为 2×100% 的形式，配有 2 台过滤/分离器，每台过滤/分离器能满足全流量需求。

惠州 LNG 电厂采用的过滤/分离器设计为两段的立式压力容器：第一段挡板分离；第二段经凝聚式过滤芯过滤，过滤/分离器共安装有 15 个凝聚式滤芯。气体从进口管进入过滤/分离器，在入口处，天然气与挡板撞击，较大的固体颗粒和液滴由于重力沉降作用被分离出来。天然气通过挡板后，进入带有凝聚式滤芯的过滤段，天然气从内侧向外侧通过滤芯，将较小的固体颗粒和液滴分离出来。

每个过滤/分离器设置有差压监控系统（差压变送器），用于现场指示过滤/分离器进、出口的差压。差压值表示过滤器内滤芯的肮脏程度。在正常的运行过程中，差压值应在 150～500mbar[㊀]，当该差压值大于 500mbar 时应该考虑更换滤芯。

过滤器分为上下两段，在每段内分离出的冷凝液将通过各自的排污系统排至冷凝液收集罐。当液位达到高液位时，自动排污阀打开将相应的冷凝液排出；当液位降至低液位时，自动排污阀关闭；当液位达到高高液位时，说明排污系统有故障，同时 DCS 系统产生报警。

过滤/分离出来的凝液可以通过自动或手动排放到收集罐。收集罐的液位通过磁浮子液位计现场监控，一旦收集罐内的液位达到液位开关设定的最大值，主控室内就会发生报警，发生这种情况时必须马上排放收集罐内的液体。

（四）燃气加热器

天然气经过减压后温度会降低，根据经验，一般天然气压力下降 1.0MPa，其温度会下降 6℃。对于降压幅度较大、或者是进站天然气温度较低的天然气调压站，需要设计燃气加热系统，以保证下游用户对天然气的温度要求。

燃气加热器布置形式各有不同，有采用表面式海水换热器的，也有采用水浴炉加热器的。惠州 LNG 厂采用了水浴炉加热器，设置了两台水浴炉，采用一用一备的布置方式。

水浴炉的作用是使 -19～38℃ 的天然气温度保持在 12℃ 以上，以保证下游温度要求（到启动锅炉及水浴炉燃烧器的燃料温度满足 1～45℃，到燃气轮机的天然气温度满足 6～45℃）。在水浴加热炉系统中，燃烧器通过调节燃料量来控制水浴炉内的水温。天然气流经炉内盘管后被加热，天然气的出口温度通过水浴炉出口调节蝶阀来控制——通过水浴炉出口测温元件将测得的温度信号发送给蝶阀控制器进而控制蝶阀的开度来实现。

（五）燃气压缩机

如果进入调压站的天然气压力偏低，为满足燃气轮机燃气压力要求，需要对天然气进行升压，则需要使用压缩机对天然气进行压缩做功。天然气经过压缩后温度会升高，防止天然气温度太高，还需要配套使用冷却系统。

㊀ bar，巴，压力单位。$1bar = 10^5 Pa$。

北京京丰热电厂由于天然气调压站进站天然气压力偏低，其调压站属升压型，配置了燃气压缩机及后冷却器：

①在进站压力低于3.7MPa时，开启压缩机运行。在压缩机系统全面正常的情况下，启动压缩机机组运行，监视压缩机运转情况及出口压力变化，通过调整转速以达到所需出口压力值；并及时投入冷却器，防止压缩后的天然气温度过高。

②进站压力值在3.9MPa以上，站内系统正常时，切换至压缩机旁路运行。操作时需缓慢开启旁路阀，在15%范围内操作应更加缓慢，避免压力波动过大。

③压力变化呈下降趋势时应及时进行系统切换，将旁路切换为压缩机运行。

（六）燃气轮机调压单元

燃气轮机调压单元的作用是将天然气的压力降低到一个稳定的值，以给燃气轮机提供稳定压力的天然气。调压单元一般由快速关断阀（即进口安全阀（Surface Safety Valve，SSV））和调压阀组成：SSV的作用是异常时快速关断调压单元的天然气，保护调压阀以及其后管道；调压阀的作用为对天然气压力进行调整，以满足燃气轮机运行需求。

惠州LNG电厂天然气调压站为3台燃气轮机服务，燃气调压部分设计为4×100%的形式，100%流量为7500Nm^3/h左右。在该调压系统中有3条调压线分别为3台燃气轮机供气，而另一条作为上述3条线的备用线。当其中一条调压线失效时，备用线将自动接替工作。当备用调压线正给一台燃气轮机供气时，应关闭其至另外两台手动门。该部分的入口压力约为4MPa，出口压力为3.4（1±1.5%）MPa。

每条调压线包括一个SSV、一个监控调压器和一个工作调压器。监控调压器监控调压线的出口压力，当出口压力高于SSV的设定值时，SSV将迅速关闭。监控调压器作为工作调压器的备用调压器，在正常的操作时，只有工作调压器在调节调压线的出口压力，而监控调压器为全开状态。监控调压器的设定值比工作调压器的设定值稍高一些，当工作调压器失效全开时，调压线的出口压力将上升，这时监控调压器将开始接替工作调压器进行调压，并将压力控制在一个稍高的压力值。

（七）运行及技术参数

惠州LNG电厂调压站主要运行及技术参数：

1）正常运行时调压站进口天然气压力约4.0MPa，温度约为-3~4℃。

2）对上游天然气供气末站供气要求：输送天然气温度为-19~38℃，压力不低于3.8MPa并且不高于4.4MPa。

3）正常运行时机组调压段出口天然气压力约3.45MPa，温度约-1~4℃。

4）机组调压段出口天然气设计要求为，温度不低于6℃且不高于45℃，压力范围3.4（1±1.5%）MPa。

5）供气设计流量为，每机组56683kg/h（燃料温度按15℃计算）。

6）水浴炉水温控制温度为45℃，最高不超过90℃。

四、系统的运行维护

（一）调压站安全规范

天然气的主要成分是甲烷，具有很高的易燃易爆性（爆炸极限为5%~15%），进入调压站工作或进行各种操作时，必须严格遵守以下安全规范：

1）严格按照现场的要求、规定和程序执行任何操作。

2）只有专业的操作人员才能对天然气处理站进行相关操作。

3）一旦调压站已经充入天然气，在安装和维修期间，要时刻对甲烷进行检测，以随时监控爆炸性混合气体。

4）如果氧含量低于19%，就要进行强制通风并重复检测氧含量；当测得氧含量高于19%后，用天然气测爆仪对所有可疑的地方进行检测；如果测爆仪在其中任何地方显示浓度高于爆炸下限（Lower Explosion Level，LEL）10%，要继续通风，仅当浓度低于爆炸下限10%时，才可以进入工作。

5）任何时候现场不能有明火，进入天然气调压站需确认身上没有携带火种，移动电话已经关闭，劳动护具不会产生静电，并使用铜制工具，使用安全闪光灯和安全灯。

6）系统进气时要确保整个系统紧固、无泄漏；对所有可能泄漏的地方（法兰、接头及连接件）要进行气密性检查，如果发现泄漏，系统必须停下来并进行维修。系统运行过程中，也要按规定进行上述的泄漏检查。

7）为确保系统中的单独设备可靠运行，必须严格遵守相应设备的操作说明。

8）调压站某管路解体检修时，应隔离置换气体。

9）任何时候要遵守安全及环境规定，天然气冷凝物会污染水和土壤，因此绝不能直接排放到雨水或排水系统中。

（二）调压站操作注意事项

调压站内天然气的压力较高，为了避免由于操作原因导致天然气压力波动太大，甚至造成管道泄漏，对调压站进行运行操作时，需注意以下事项：

1）所有阀门的开关应缓慢操作以避免冲击，所有升压及减压操作必须缓慢操作，控制升压及减压的速度。

2）在开启主管道球阀之前，应根据压力表指示，确认前后是否存在压力差。若有则需要开启支管旁路，待压力平衡后，再开启主管路球阀，关闭旁路，注意球阀必须处于全开或全关的位置。

3）松动任何仪表连接或堵头时应先将隔离阀关闭。

4）设备停止使用时，应通过调压器下游排出管道内留存气体，不能在调压器前放气，不能出现气体倒流过调压器的现象。

5）调压站在使用时，必须保持安全阀前隔离阀处于开启状态。

（三）调压站投运操作

1. *启动前的检查与准备*

检查确认所有检修工作结束，所有管道、设备完好，并已完成气密性试验；确认系统有关的控制电源、仪表电源、动力电源正常，各种热控仪表及联锁保护正常；检查确认消防设施完备，调压站的防爆通信设施完备、可用，各管道接地良好，防止由于静电产生火花；确认过滤/分离器水位计中冷凝液液位不高，否则需联系相关人员进行排放。

2. *启动操作——氮气置换空气*

天然气的置换对于调压站运行来说，是较为经常性的工作，一般调压站的投运和检修工作都需要进行置换。天然气与空气不能直接混合，一般用氮气作为天然气与空气置换的中间气体。

调压站充入天然气前，需要全面对调压站进行氮气置换空气的操作，使整个管线内氧气浓度低于1%。具体的置换工作可整体或者分单元进行，需要注意加强对某些不流动死角的

排放。

常规的置换方法为边充边排，即在管线的一头充入氮气，在另外一头排放并检测，直到另外一头检测合格为止。此方法虽然简单有效，但对某些不流动的死角可能置换不彻底，而且容易造成置换气体的浪费。

下面以燃气轮机调压单元为例，介绍一种简单有效的置换方法：

1）将氮气瓶接至燃气轮机调压段进口手动阀后面的充氮接口。

2）打开燃气轮机调压段快速关断阀。

3）打开充氮接口隔断球阀，同时打开燃气轮机调压段压力表隔断球阀，观察压力表指示，当管线中的压力升至0.5MPa时，停止充氮。

4）打开燃气轮机调压段放散球阀和放散截止阀。

5）当管线中的压力降至0.02～0.05MPa后，关闭燃气轮机调压段放散截止阀。

6）在燃气轮机调压段靠近出口的压力表处对取样口螺钉进行取样，用便携式氧表检测氧含量，测完后拧紧检测取样螺钉，连续三次检验，间隔时间不少于5min。

7）重复“充氮→放散→检测”步骤，直到取样点的氧气浓度低于1%后为合格。

8）关闭燃气轮机调压段压力表放散球阀。

此方法的特点是充气和排气分开，在管道内剩余不多原始气体的情况下充入大量置换气体，稀释原始气体，然后排放到剩余较少混合气体后再充入置换气体稀释。一般进行三个充气和排气的过程，即可以使原始气体的体积浓度降低到1%。实践证明，此方法简单实用，而且事先能预测需要多少置换气体，也比边冲边排的置换方法节省置换气体。

3. *启动操作——天然气置换氮气*

还要进行天然气置换氮气的工作。此工作可整体或者分单元进行，需要注意加强对某些不流动死角的排放，当天然气体积浓度大于99%时为合格。

置换合格后对管线的天然气升压，应该缓慢进行，控制升压速率不超过0.3MPa/min。同时按照调压站的安全规范，应对升压管线进行气密检查，防止发生天然气泄漏。

以燃气轮机调压单元为例，天然气置换氮气的步骤如下：

1）确认燃气轮机调压单元前管道天然气充压正常。

2）确认燃气轮机调压段SSV在打开位置。

3）打开燃气轮机调压段入口旁路球阀。

4）缓慢打开燃气轮机调压段入口旁路截止阀，当管线中的压力升至0.5MPa时关闭该阀，停止充入天然气。

5）打开燃气轮机调压段放散球阀和截止阀。

6）当管线中的压力降至0.02～0.05MPa后关闭燃气轮机调压段放散截止阀。

7）松开燃气轮机调压段压力表取样口螺钉进行取样检测，用天然气体积浓度监测仪测量浓度，测完后拧紧检测取样螺钉。连续三次检测，间隔时间不小于5min。

8）重复“充天然气→放散→检测”步骤，当检测到天然气体积浓度大于99%时为合格。

9）关闭燃气轮机调压段放散球阀。

10）缓慢打开燃气轮机调压段入口旁路截止阀，观察燃气轮机调压段压力表指示压力，控制升压速率不超过0.3MPa/min。

11）当压力不再升高时，打开燃气轮机调压段进口球阀。

12）关闭燃气轮机调压段入口旁路截止阀和球阀。

（四）正常运行监视及操作

下面介绍惠州 LNG 电厂正常运行时监视及操作要点。

1. 进口应急关断（ESD）单元

1）检查压力表读数，正常读数应为 3.8～4.4MPa。

2）检查温度表读数，正常读数应为 -19～38℃。

2. 分离过滤单元

1）过滤/分离单元正常运行监视和检查

①检查压力表的读数，正常值为 3.8～4.4MPa。

②过滤器进出口压差正常运行时应为 15～50kPa，如果超过 50kPa，DCS 上会出现报警。此时，应更换滤芯，必须保证压差不超过 800mbar，否则会造成滤芯损坏。

③检查确认过滤器上、下液位正常，自动排污阀动作正常。

④检查确认收集罐液位正常，当液位达高限值时，液位开关动作，DCS 上发出报警。此时，应到现场将冷凝液排至指定容器，运走并作适当处理。

2）过滤器切换

①检查确认备用过滤器出口球阀在打开位置。

②打开备用过滤器入口隔断球阀，检查确认各热工仪表正常，检查自动排污阀已经投入工作。

③关闭需停运过滤器入口隔断球阀。如需检修隔离，则关闭出口隔断球阀。同时，在检修期间，禁止将过滤器进、出口隔断球阀，进口旁路隔断球阀打开。

3. 水浴加热单元

1）检查确认水浴炉控制面板上无异常报警。

2）检查确认水浴炉燃烧机燃气进口压力为 0.05～0.1MPa。燃气进口温度为 1～45℃。

3）检查确认水浴炉水温正常，实际水温与设定温度相差不大（实际水温高于设定温度 6℃后会自动停运），且最高温度不超过 95℃。

4）检查确认水浴炉水位正常，自动补水正常。

5）检查确认水浴炉出口温度与温控蝶阀设定温度相差不大。

6）水浴炉的切换：

①检查确认备用水浴炉水位正常。

②检查确认打开备用水浴炉的燃料供应阀。

③检查确认备用水浴炉出口隔断球阀、排烟挡板在打开位置。

④停运工作水浴炉。

⑤在 CRT 上启动备用水浴炉。

⑥检查确认水浴炉进口气动球阀自动打开，待备用水浴炉启动正常后原工作水浴炉的进口气动球阀自动关闭。

⑦根据具体情况选择是否关闭原工作水浴炉燃料供应阀。

⑧检查确认系统各设备运行正常，切换成功。

4. 燃气轮机调压单元

1）检查燃气轮机调压单元出口压力表读数为 3.4（1±1.5%）MPa。

2）检查温度表读数为 0～45℃。

（五）调压站停运操作

1. 正常停运

1）检查确认调压站具备停运条件。

2）停运压缩机（升压站）或者水浴炉（减压站）。

3）根据具体情况选择是否关闭调压站各调压段出口隔断球阀和入口 ESD 阀。

2. 检修停运

1）关闭需检修单元进、出口隔断球阀。

2）打开该单元的放散球阀、放散截止阀，将天然气泄压至表压为 0。

3）用氮气置换天然气，在置换过程中，持续检测放空气体，当放空气体中的甲烷浓度低于 1% 时，置换结束。

4）做好隔离措施，通知检修进行相应处理。在检修过程中，必须持续对工作区域进行爆炸性气体检测，如果测得的天然气浓度超过 10% 的爆炸下限，必须停止一切检修工作。

五、水浴炉的运行优化

水浴炉主要作用是适当加热天然气，防止经过减压后的天然气温度过低。水浴炉一般在机组启动前投运，机组停运后退出，在机组运行时一直处于运行状态。由于天然气在进燃气轮机燃烧器前还经过燃气加热器加热，通过分析发现，在满足燃气轮机燃烧温度的前提下，可适当降低水浴炉的负荷甚至停止水浴运行，能节约大量在水浴炉燃烧的天然气。

惠州 LNG 电厂共设置了两台水浴炉，其原先的运行方式为，水浴炉大旁路阀关闭，由供气末站来的天然气经过一台水浴炉加热后供往机组调压段，两台水浴炉互为备用，备用水浴炉的进口阀关闭，出口阀打开。其中，水浴炉运行设定为，水浴炉水温控制温度为 45℃，通过水浴炉燃烧机火焰大小自动调节；水浴炉温控阀调节出口天然气温度为 25℃。

正常运行时，调压站出口至燃气轮机供气温度需求为 6 ~ 45℃，调压站进口天然气的温度范围约为 -3 ~ 8℃，冬天温度低，夏天温度高，天然气经过水浴炉加热后的温度约为 16 ~ 18℃，经过机组调压阀调节后至燃气轮机接口时的温度约为 15 ~ 17℃。

考虑到燃气轮机运行时，天然气经过燃气加热器加热后进入燃烧器燃烧，理论上来说在燃气加热器前的天然气温度对燃气轮机运行无任何影响。那么，可在满足燃气管道及设备安全运行的前提下，通过优化运行，适当降低天然气供气温度，减少用于加热水浴炉的天然气使用量，达到节能降耗的目的。

考虑到天然气温度低于零度后水会结冰，对管道及阀门运行不利，因此可在调压阀出口温度高于 0℃时，停运水浴炉，燃气改走大旁路；在调压阀出口温度低于 0℃时，采用大旁路和水浴炉并列的运行方式；在进口天然气温度低于一定值的时候再启动水浴炉运行。

目前，惠州 LNG 电厂采用了上述的运行方式，每年只有在冬季较冷的时候投运水浴炉，为单位创造了不少节能收益。

六、系统典型异常及处理

1. 调压站入口燃气压力高

（1）原因分析

上游气源压力异常高，或压力变送器故障。

（2）处理方法

检查排除是否是由变送器故障导致的；检查入口 ESD 阀是否快速关断，如果没有自动关断，应立即在 DCS 上手动将其关断。

2. 水浴炉故障停运

（1）原因分析

水浴温度超高；液位低低；燃气压力高；燃气压力低；燃烧器故障熄火。

（2）处理方法

切备用水浴炉运行；查明原因，经处理恢复后方可恢复运行。

3. 天然气温度异常

（1）原因分析

水浴炉温度超高；水浴炉故障；温控蝶阀故障；测温元件异常。

（2）处理方法

就地检查实际温度，切备用水浴炉运行。

4. 过滤器高高液位报警

（1）原因分析

自动排污阀不能正常动作。

（2）处理方法

手动打开自动排污旁路球阀，缓慢打开旁路隔离阀进行排污。通知检修处理。

5. 天然气泄漏检测装置报警

（1）原因分析

设备泄漏。

（2）处理方法

立即报告值长，禁止一切无关人员进入调压站。严格控制火源。如果少量泄漏，应采取积极措施，用仪器、检漏液、肥皂水或其他方法，查出具体的漏气点，分析漏气的原因，立即联系检修人员对泄漏设备进行抢修。如有备用回路，应立即倒换设备运行，将故障点隔离。如果严重泄漏，应立即关断 ESD 阀，如有必要，应通知天然气末站立即关断气源。现场加装临时通风设备，待甲烷浓度低于爆炸下限 10% 以后才允许进入站内做相应的检修工作。

6. 机组运行时，主调压段发生异常自动切换至旁路调压段运行

（1）原因分析

调压段快速关断阀异常；调压段调压阀异常；调压段管道天然气压力波动。

（2）处理方法

查明原因尽快恢复至本机调压段运行。

（3）操作方法

1）关闭机组调压段出口手动阀。

2）打开机组调压段 SSV。

3）缓慢打开机组调压段出口手动阀。

4）确认机组调压段工作正常，压力无明显波动。

5）如果因故不能恢复至本机调压段运行，应主动将备用调压段至其他运行机组的手动联络阀关闭，防止其他机组调压段故障时，备用调压段需承担两台以上机组的天然气负荷，造成机组全部跳闸。

第二节　燃气调节系统

一、系统概述

燃气调节系统的作用是接收和调节（计量、加热、过滤）来自天然气处理站的天然气，控制进入燃气轮机燃烧室的天然气压力、温度和流量，以满足燃气轮机运行的需要。

惠州 LNG 电厂的燃气调节系统主要组成部分及功能如下：

1）流量计量装置，监测及统计机组天然气的流量。

2）燃气温度控制系统，在燃气轮机带额定负荷下，将燃气加热到大约 200℃。

3）终端过滤装置，过滤掉可能进入燃气轮机的异物和颗粒，防止对阀门元件和喷嘴的损害。

4）燃料供应调节系统，通过燃气值班管道和主管道上的压力调节阀和流量调节阀，调节进入燃烧器的燃料量。

5）排空系统，当燃气轮机长期停运后，排除燃气截止阀下游管线内的燃气，如果燃气截止阀泄漏，燃气可通过排空系统排出防止其进入燃气轮机及余热锅炉。

6）冷却吹扫空气系统，在燃气轮机停机后 16h 内向燃气轮机缸体顶部供冷却用压缩空气，防止发生“猫拱背”响应。

7）充氮系统，当燃气供给系统需要维修时向系统充氮。

二、系统流程

燃气调节系统主流程图如图 6-3 所示。燃气调节系统的主流程：天然气调压站过来的天然气，经过流量计计量后，依此流经温控阀和燃气加热器，对天然气进行加热和温度调节；再经过末级过滤器精过滤；再经过燃气截止阀后，分主管道和值班管道两路，分别经过压力控制阀和流量控制阀后进入燃气轮机燃烧器燃烧。

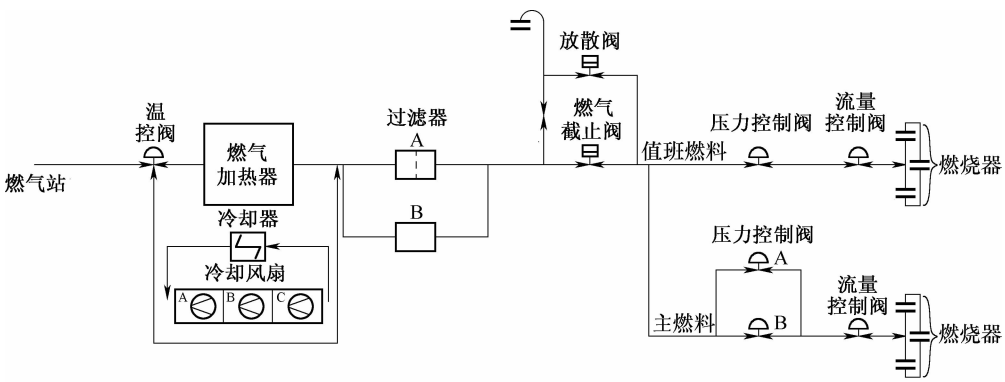


图 6-3　燃气调节系统主流程图

由图 6-3 所示可知，燃气调节系统主流程上主要对天然气实现以下 3 种的控制。

（1）温度控制

利用温控阀和燃气加热器，控制燃气的温度。

（2）祛除杂质

通过末级过滤器，主要是清除即将进入燃气轮机的天然气里的杂质。

（3）流量控制

通过压力控制阀和流量控制阀的共同作用，控制进入燃气轮机的燃料量。

惠州 LNG 电厂燃气调节系统流程如下：

从天然气处理站过来的天然气经过隔离球阀后进入燃气调节系统，系统又可分为两段：燃气供给系统，燃气控制及分配系统。燃气供给系统包括从接收站点（燃气流量计）到燃气截止阀前的整个范围。燃气控制及分配系统主要是指在燃气轮机罩壳内的设备，包括从燃料截止阀到燃烧器之间整个范围。

燃气供给系统的作用是接收和调节来自调压站的天然气，并作为燃气轮机燃烧用燃料。燃气供应系统主要设备包括一台流量计、一台带温控系统的燃气加热器、两台末级过滤器。燃气首先经过流量计量，流量信号传送到透平控制系统（Turbine Control System，TCS）以用于监测。在流量计下游设置有一套燃气加热器，该加热器利用压气机出口抽气冷却时放出的热量加热天然气。燃气加热器的下游设置有末级过滤器以滤掉燃气中的异物，防止阀门构件、喷嘴等受到损坏。在燃气供应系统中任一部分要求进行维护时，从氮气供应系统充氮气入燃气管道，将管道中的燃气吹扫出来。

燃气控制及分配系统主要用于控制燃气的压力和流量，以适应其在干式低 NO_x 燃烧器中燃烧，并在燃气截止阀的下游侧有燃气排空系统。在燃气进入燃气轮机罩壳接入点后，安装有燃气截止阀、主燃气和值班燃气压力控制阀、主燃气和值班燃气的流量控制阀，以及燃气排放阀。燃气控制及分配系统根据具体的负荷要求通过调节燃气流量来调节燃气轮机，经过调节的燃气通过燃气总管分配，并进入 20 个燃烧器。值班燃气和主燃气都用于燃烧器的燃烧。该系统安装有燃气轮机吹扫空气截止阀、供气阀和疏水阀。在燃气轮机停机后的 16h 内，为了防止燃气轮机转子和缸体产生猫拱背效应，吹扫空气从缸体上部引入，对燃气轮机缸体进行吹扫。

三、主要设备及技术参数

燃气调节系统的主要设备包括：燃气流量计，燃气温度控制阀，燃气加热器，末级过滤器，燃气截止阀和放散阀，燃气压力控制阀和流量控制阀，燃气轮机吹扫空气供气阀、疏水阀和截止阀等。

（一）燃气加热器

燃气加热器的功能是从透平冷却空气（Turbine Cooling Air，TCA）冷却器中回收热能。燃气加热器与透平冷却空气冷却器组合在一起，燃气加热器的翅片管束回收从透平冷却空气冷却器中吹出的热量，以对燃气在进入燃烧器之前进行预热，因而提高燃气轮机的效率。

来自透平冷却空气冷却器风机的强制吹出空气，从透平冷却空气冷却器中吸取能量。热空气加热燃气加热器中的天然气，被加热的天然气送到燃气轮机燃气系统，实现能量的综合利用。燃气加热器结构示意图如图 6-4 所示。

（二）燃气温度控制阀

燃气温度控制阀控制燃气加热器的出口燃气温度。该阀是一种气动的三通型隔膜控制阀。根据 TCS 的控制信号，该阀自动调节燃气加热器的旁路流量，控制进入燃气轮机的燃气进气温度。

在正常运行下，燃气在燃气加热器中加热，从压气机抽出的空气在 TCA 冷却器中冷却。如果燃气加热器出口温度高于 200℃，燃气温度控制阀开始打开，旁路部分燃气进入燃气加热器，控制燃气温度在规定的范围内。

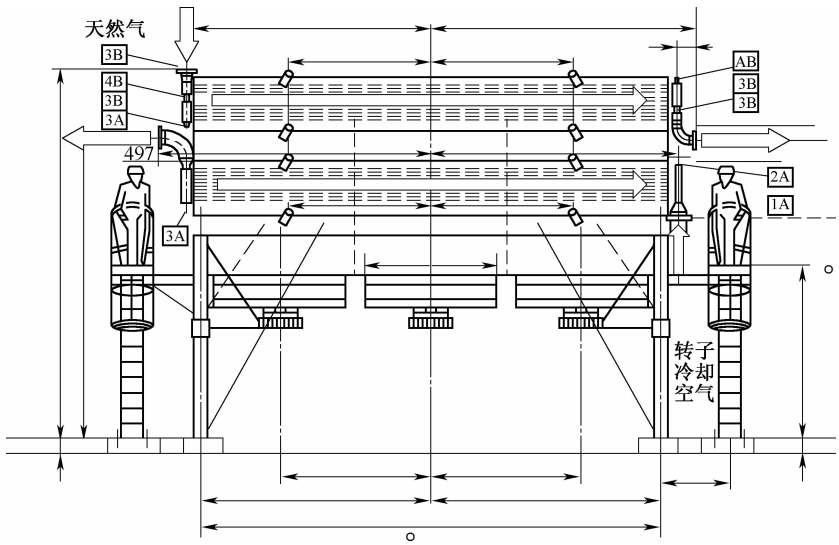


图 6-4　燃气加热器结构示意图

（三）末级过滤器

2 台末级过滤器装在燃气加热器的下游，正常运行时为一用一备，主要作用为过滤掉进入燃气轮机的异物和颗粒，防止对阀门元件和喷嘴的损害。

末级过滤器下游装有燃气压力变送器，当燃气供应压力变低时，压力变送器检测到燃气压力低，发出“低压报警”；当燃气压力变得低低时，压力开关检测到燃气压力过低时发出报警，并且机组跳闸保护动作。

（四）燃气截止阀、排放阀

燃气轮机在燃气管线上设置有一组燃气截止阀和燃气排放阀，燃气截止阀和排放阀的作用为了安全原因关断燃气和释放截止阀后燃气系统的燃气。

燃气截止阀和排放阀均为液压驱动的活塞型开/关阀。燃气截止阀和排放阀的驱动方向相反：当燃气截止阀关闭时，燃气排放阀立刻打开；燃气截止阀打开时，燃气排放阀关闭。

当燃气轮机停机时，由于安全油压迅速卸掉，截止阀立即关闭以隔离天然气，排放阀立即打开排放掉截止阀后管道的天然气。

（五）压力控制阀、流量控制阀

燃气压力和流量控制阀的作用是，按照燃气轮机负荷的要求，正确地供给燃气流量。

系统配有三个燃气压力控制阀（一个值班燃气压力控制阀和两个主燃气压力控制阀，见图 6-5）和两个燃气流量控制阀。燃气压力控制阀和燃气流量控制阀是液压驱动的，燃气压力控制阀调节燃气流量控制阀前后的压差。

燃气压力和燃气流量控制阀两者的作用都是在各种负荷条件下将燃气流量作为控制信号输出的函数加以控制。这些阀门都可以快速关闭以便在燃气轮机停机/跳闸，或在出现超速跳闸情况下因安全油压的迅速卸掉而隔断燃气。燃气轮机的流量控制是通过压力控制阀和流

量控制阀共同作用而实现。其中，压力控制阀控制流量控制的前后压力差，使流量控制阀前后压力差保持一定值；流量控制阀通过其阀门开度来控制天然气流量。

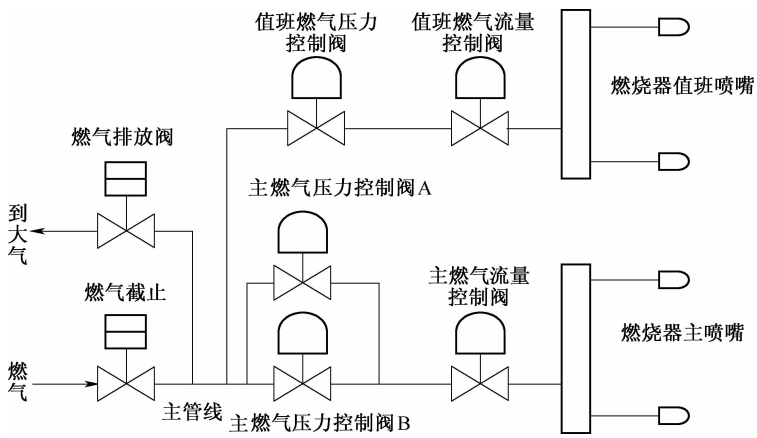


图 6-5　值班燃气和主燃气

在启动和升负荷期间对燃烧器燃气流量一般是按如图 6-6 所示曲线控制的。

（六）燃气轮机吹扫空气截止阀、供气阀和疏水阀

燃气轮机吹扫空气截止阀、供气阀和疏水阀的作用，是在燃气轮机停机后 16h 内向燃气轮机缸体顶部供冷却用压缩空气，防止燃气轮机的外缸在停机后形成“猫拱背”。

系统配置有一个燃气轮机吹扫空气截止阀、一个燃气轮机吹扫空气供气阀和一个燃气轮机吹扫空气疏水阀，所有这些阀门都是气动式开/关阀。

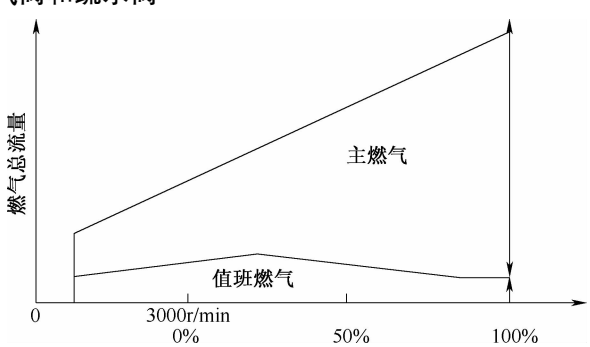


图 6-6　燃烧器工作的燃气流量（典型图）

（七）运行及技术参数

燃气调节系统正常运行时主要参数如下：

1）机组天然气压力为 3.2 ~ 3.4MPa。

2）满负荷时天然气流量约为 63000Nm^3/h。

3）末级过滤器差压 <0.05MPa。

4）燃气加热器后天然气温度，根据负荷曲线设定，≤215℃。

5）流量控制阀前后压力差为 0.392MPa。

四、系统的运行维护

（一）燃气供给系统的投/停运置换

对于两班制运行的联合循环燃气轮机组，燃气调节系统随时处于备用或者运行状态，其系统上设备的启停均随联合循环机组的启停而相应的动作。当系统出现异常需要停运检修前，或者系统燃气管道经过检修后再启动之前，需要对系统进行天然气置换。燃气调节系统

的天然气置换，只是针对燃气供给部分。燃气截止阀后的管道或阀门需要检修时，为安全起见，需要对燃气截止阀前（燃气供给部分）的管道泄压。

以下以燃气供给部分检修后的投运为例，介绍系统天然气置换的方法。

1. 燃气系统投运置换——氮气置换空气

1）联系热工人员强制打开燃气温度控制阀至50%。

2）全开两个末级过滤器进、出口隔离阀。

3）将氮气瓶连接至燃气流量计入口处充氮接口，打开充氮隔断球阀进行充氮操作。管线中的压力升至0.5MPa时，停止充氮。

4）打开燃气截止阀前放散一、二次阀。当管线中的压力降至0.02～0.05MPa时，关闭放散阀；并从放散点处取样，用便携式氧表检测氧含量，连续三次检验，时间间隔不少于5min。

5）重复“充氮→放散→检测”步骤，直到取样点的氧气浓度低于1%后为合格。

6）当放散样气中的氧含量符合要求，关闭充氮隔断阀和放散阀。

2. 燃气系统投运置换——导入天然气

1）确认燃气调节系统前管道内天然气压力、浓度正常。

2）确认系统充氮置换合格，且充满氮气，打开燃气截止阀前放散一、二次阀将压力泄至微正压后关闭。

3）微开流量计进口阀，将下游压力缓慢升压至0.5MPa后关流量计进口阀。

4）打开燃气截止阀前放散一、二次阀，将压力泄至0.02～0.05MPa后关闭放散阀；并从放散点处取样，用天然气体积浓度监测仪测量浓度，连续三次检验，间隔时间不少于5min。

5）重复“充天然气→放散→检测”步骤，当检测到天然气体积浓度大于99%时为合格。

6）检查关闭放散一二次阀。

7）缓慢打开流量计进口阀，给系统充压，注意控制升压速率不超过0.3MPa/min。

8）充压完成后，检查投运一只末级过滤器，关闭另一只末级过滤器的进口球阀。

9）解除对燃气温度控制阀强制，检查燃气截止阀前燃气压力正常，燃气系统已处于备用状态。

燃气供给系统的停运置换（用氮气置换天然气）与以上投运置换类似，需要注意以下3点：

1）置换过程中需要把燃气温度控制阀打开至50%。

2）给系统进行天然气泄压时需控制降压速率不超过0.3MPa/min。

3）置换合格并泄压后才能进行检修工作。

（二）燃气温度的调节

正常运行时，天然气在燃气加热器中被加热到约200℃，压气机抽气由风扇间接地在透平冷却空气冷却器中冷却。强制气流经风扇将透平冷却空气冷却器的热量传送到燃气加热器，从而回收透平冷却空气的能量。如果燃气加热器出口温度由于部分负荷运行原因超过200℃，则燃气温度控制阀打开燃气加热器旁路通道来调节燃气温度。

在正常状态下，燃气加热器启停为自动控制，燃气加热器的加热热源受透平冷却空气冷却器3台冷却风机的影响：

1）当燃气轮机启动后，3 台冷却风机自动运行。

2）机组停机时，三台冷却风机在机组停机后 1h 停止。

（三）燃气控制及分配系统阀门的运行与控制

机组启停过程中，燃气控制及分配系统的阀门根据不同阶段的控制逻辑按照以下程序自动执行：

1）燃气轮机发启机令后，主燃料压力控制阀 A、主燃料压力控制阀 B、值班燃料压力控制阀分别以 90%、40%、90% 的开度维持 90s，排出压力控制阀和流量控制阀之间管线的天然气。

2）燃气轮机点火时，AST 电磁阀带电关闭，安全油压建立，燃气截止阀打开，燃气排放阀关闭；值班燃料压力控制阀、流量控制阀，主燃料压力控制阀 B、流量控制阀、压力控制阀 A 逐步开启，燃气压力控制阀维持流量控制阀前后压力差稳定在 0.392MPa；火焰探测器应检测到火焰，燃气轮机点火成功等相关信号发出后，主燃气流量控制阀在点火成功 1s 后关小至暖机开度。

3）燃气轮机停机/跳机信号发出，安全油泄去，燃气截止阀关闭，燃气排放阀开启，值班燃料流量控制阀、主燃料流量控制阀、主燃料压力控制阀 A、主燃料压力控制阀 B、值班燃料压力控制阀关闭。

4）机组转速降至 500r/min，主燃料压力控制阀 A、主燃气压力控制阀 B、值班燃料压力控制阀分别打开 90%、40%、90% 开度，维持 90s 以排尽燃料压力控制阀和流量控制阀之间的天然气。

（四）吹扫空气系统运行与控制

燃气轮机停机时，应检查确认吹扫空气系统投入，并按照以下程序自动执行：

1）燃气轮机停机后，吹扫空气供气阀、疏水阀同时打开，对吹扫空气供气阀下游管道进行疏水。

2）接着吹扫空气供气阀关闭，吹扫空气截止阀打开，对其上游管道进行疏水。

3）然后吹扫空气疏水阀关闭，吹扫空气供气阀打开，向燃气轮机缸体顶部供冷却压缩空气。

（五）燃气系统正常运行监视

燃气供气系统正常运行中应维持下列参数在规定值范围内：

1）燃气轮机进口燃气压力在 3.1～3.3MPa 之间，若燃气压力低于 2.9MPa 时，RUNBACK 自动降负荷；燃气压力低于 2.7MPa 时保护应动作停机。

2）燃气加热器出口温度应按负荷曲线设定，供气温度≥215℃ 或偏差 －25℃ 应发出报警信号；供气温度≥230℃ 或偏差 －50℃ 时，联锁保护动作将燃气轮机负荷 RUNBACK 到 50% 负荷。

3）燃气轮机末级过滤器差压计读数大于 0.05MPa 时，应切换到备用末级过滤器运行。

4）启动（点火）过程中，燃气（主燃气、值班燃气）流量控制阀压力差≥0.589MPa 时保护应动作，机组跳闸。

5）燃气控制阀控制信号输出与燃气控制阀实际位置偏差超过 ±5% 延时 10s 以上时，保护应动作，机组跳闸。

五、燃气系统的故障处理

1. 末级过滤器压差高

（1）可能原因

过滤器堵塞；压力开关、压力变送器故障。

（2）处理方法

检查末级过滤器，若过滤器堵塞，清扫或更换过滤器；检查压力开关、压力变送器，若设定值改变，重新校准；若压力开关或压力变送器损坏，修理或更换。

2. 燃气供气温度高异常

（1）可能原因

热电偶故障；燃气温控阀故障；控制信号错误；燃气加热器故障。

（2）处理方法

检查热电偶，若有故障，更换热电偶；检查温控阀是否有异常，若有故障，进行检修；检查控制信号，若有异常，检查控制回路；检查 TCA 冷却风机运行状况和燃料加热器性能，若发现异常，进行检修。当燃气加热器出口燃气温度低于设定值（随燃气轮机负荷变化）或高于 230℃，机组联锁保护动作，快速切负荷至 50% 负荷。

3. 燃气供气压力低

（1）可能原因

过滤器堵塞；压力变送器故障；燃气截止阀故障；燃气泄漏；燃气供气系统故障。

（2）处理方法

检查过滤器压差，若压差高于 0.05MPa，清扫或更换过滤器；检查压力变送器，若设定值改变，重新校准；若压力变送器引出管堵塞或泄漏，进行检修；检查燃气截止阀是否全开，否则进行检修；检查管道或排空阀是否有燃气泄漏，若有则进行检修；检查燃气供气系统是否异常。

第三节　燃气轮机进、排气系统

一、系统概述

燃气轮机进气系统的作用是对空气吸入、过滤、消声并引至压气机进气机匣。该系统由一个封闭的进气室和进气管道组成，在进气管道下游与压气机进气道相连接。

燃气轮机排气系统将燃气轮机排气引入到余热锅炉，经余热锅炉受热面吸热后，通过烟囱排到环境中。燃气轮机排气通道安装有多个膨胀节，保证排气道受热膨胀不受阻。为了保护燃气轮机，在燃气轮机排气道内还设了一组叶片通道温度测量点、一组排气温度测量点、排气压力开关及可燃气体探测装置。

二、系统流程

环境中的空气经过进气室一、二级过滤器过滤后进入压气机进气室内，然后经过消声器到达压气机入口；空气经压气机压缩升压后进入燃烧室，在燃烧器内与天然气混合、燃烧产生高温高压烟气，进入燃气轮机透平做功，做功后的乏气通过排气段引入余热锅炉

（HRSG）。

三、主要设备及技术参数

（一）进气部分

进气部分由以下部件组成：进气防雨分离器（惯性分离器）、进口过滤器、进气过滤器安装架及隔板、进气段膨胀节、消声器、进气导流板和压气机入口连结弯管等部件组成，如图 6-7 所示。

1. 进气防雨分离器

进气防雨分离器由两部分组成，进口雨水挡板及“S”形惯性分离挡板，在暴雨天气可将雨水有效分离排出，对湿度较大的空气（雨、雾天气）中的水蒸气能起到一定的分离作用，保证进气干燥度，防止潮湿带水空气缩短进气过滤器使用寿命。进气防雨分离器底部均设置有集水槽将收集的雨水排出。同时，进气防雨分离器可以防止较大物质，如小鸟、树枝、纸片等异物进入压气机进气室。

2. 进口过滤器

进口过滤器主要作用为过滤掉空气中的杂质，保证进入压气机内空气的洁净度。进口过滤器分两级设置：一级过滤器由机盖和设置在机盖内腔中的滤芯构成；二级过滤器由机身和设置在机身内腔中的滤芯构成。一级过滤器设置在二级过滤器前。在一级过滤器的出气面与二级过滤器的进气面之间设置密封件。一、二级过滤器组件共设置了 320 个。目前，惠州 LNG 电厂一、二级过滤器均为失效直接更换过滤器。同时设置了一级粗滤差压变送器和总差压变送器，对一级过滤器和二级过滤器运行状态进行监视。

3. 进气室内爆门（见图 6-7）

为了防止进气室过滤器差压突变危及机组安全运行，共设置了 4 个内爆门，防爆门在机组过滤器进气差压较大的情况下自动打开。

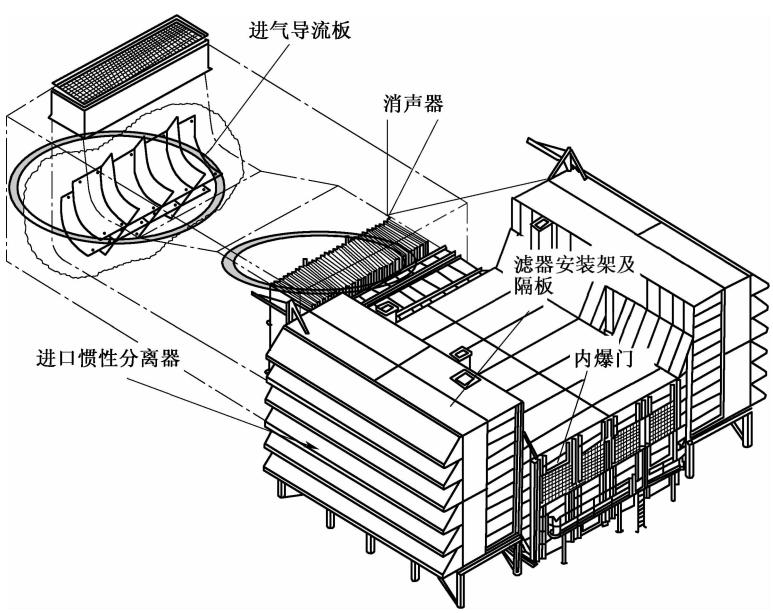


图 6-7　进气室部分构成

4. 消声器

消声器是几块竖直平行布置的隔板，隔板由多孔吸声板做成，里面装着低密度的吸声材料。消声器将压气机叶片产生的高频噪声减弱，降低从进口滤网排出的噪声。

5. 进气导流板

进气导流板的作用为平滑地改变气流方向，使进气在压力损尽可能小的情况下导入压气机入口。

6. 压气机入口连结弯管

压气机入口连接弯管是一个经过声学处理的弯头组成，也起到一定的消声作用。

7. 进气段膨胀节

膨胀接头是用螺栓连接到进气室和进气管道上，用来消除进气系统的膨胀及振动。

（二）排气部分

排气部分主要由排气缸、排气通道及排气段膨胀节组成，并安装有可燃气体探测器、排气压力和温度监视装置。排气部分的具体结构可见燃气轮机结构部分，以下仅对主要表计进行简单介绍。

1. 排气段可燃气体探测器

排气段安装有一组可燃气体探测装置，当燃气轮机停运机组转速低于 300r/min 时，可燃气体取样电磁阀开启，开始监视排气段内可燃气的含量，防止燃气轮机内因可燃气体浓度高发生内爆。当检测到可燃气体浓度高时，发出高报警，并发出高速盘车请求，闭锁机组启动。

2. 排气压力监视装置

在燃气轮机排气段安装有一个压力变送器及三个压力开关，压力变送器将排气压力传送到 DCS 上用于监视。三个压力开关采用三选二的方法，当燃气轮机排气压力高，压力开关动作机组跳闸。

3. 叶片通道温度（BPT）检测器

叶片通道温度测量点安装在燃气轮机四级动叶与#1 轴承之间，共 20 个测量点。由于叶片通道温度测量点紧靠四级动叶，燃气轮机内部的高温烟气经过燃烧做功后没有在排气段混合。叶片通道温度测量点所监测到的温度场，充分反映了燃气轮机内部燃烧、做功的温度场。因此，叶片通道温度主要用来监控燃气轮机燃烧工况、保护燃气轮机安全运行，叶片通道平均温度还参与燃气轮机燃烧控制。

4. 排气温度（EXT）检测器

排气段共安装有 6 个排气温度检测器，排气温度测量点安装在排气段中段部位，排气温度已充分混合，各测量点温度偏差较小。排气温度主要用于燃气轮机的燃烧控制及保护。

（三）运行及技术参数

本系统正常运行时主要参数如下：

1）压气机一级过滤器差压 <0. 375kPa。

2）压气机过滤器总差压 <1kPa。

3）满负荷时叶片通道温度（BPT）平均值为 603℃左右。

4）满负荷时排气温度（EXT）平均值为 598℃左右。

5）满负荷时排气道压力 2. 6 ~ 3. 2kPa。

四、系统的运行维护

（一）系统运行前的检查

进、排气系统随着燃气轮机的启动而自动的投入运行，在燃气轮机启动前，需检查确认系统具体投运条件。特别是燃气轮机检修后的初次启动，需要重点检查以下方面：

1）检查确认过滤器挡风雨罩完好，滤网完好、无破损。

2）两级过滤器就地差压表显示正常，CRT 上显示正常。

3）检查确认 4 个机械式防爆门完好，且处于关闭位置，防爆门动作后，在机组启动前应手动复位。

4）检查确认 20 个叶片通道热电偶、6 个排气通道温度热电偶和排气通道内的气体检测器完好可用，指示正常。

5）检查确认就地排气压力表指示与 CRT 上指示一致且正常。

6）检查确认排气段支承架无变形，膨胀节完好。

（二）系统运行监视

（1）当发生下列情况之一时，TCS 将收到高差压信号报警

1）第一级过滤器差压达到 0.375kPa。

2）过滤器前后总差压达到 1.0kPa。

（2）当出现下列情况时防爆门将开启

1）过滤器前后差压达到 1.25kPa，一个防爆门开启，限位开关发出“门开”的信号。

2）过滤器前后差压达到 2.85kPa，四个防爆门将全部开启。防爆门全开时可保证机组 50% 的空气流量（防止压气机喘振）。此时应手动停机。

（3）运行中应密切监视叶片通道温度和排气温度

温度异常时，应根据情况采取以下措施：

1）当叶片通道平均温度达到 680℃及以上时，发出报警，燃气轮机跳闸。

2）当叶片通道平均温度与叶片通道温度控制参考值之差达到或超过 45℃时，发出报警、燃气轮机跳闸。

3）当叶片通道温度偏差超过 +20℃/ -30℃，应立即减负荷直到报警复位，并检查热电偶，12h 之内应停机消缺。

4）当叶片通道温度偏差超过 +25℃/ -40℃且持续 30s，应立即按照正常停机程序停机。

5）当叶片通道温度偏差超过 +30℃/ -60℃燃气轮机跳闸，按照紧急停机处理。

6）当平均排气温度达到 620℃或更高时，发出报警、燃气轮机跳闸。

7）当平均排气温度与排气温度控制参考值之差达到或超过 45℃时，发出报警、燃气轮机跳闸。

（4）运行中应密切监视排气压力的变化

1）当排气压力达到 4.9kPa 时，发出报警。操作员应减负荷直到报警复位。同时，检查烟囱挡板是否开启，膨胀节是否破损。如有以上情况发生，应停止燃气轮机运行。

2）当排气压力达到 5.5kPa 时，燃气轮机跳闸。停机过程中应注意倾听，并核对转子惰走时间。

五、系统运行优化及改造

（一）压气机进口过滤器优化

惠州 LNG 电厂压气机进口过滤器分为一级过滤器、二级过滤器，通常称为中效过滤器、高效过滤器。针对惠州 LNG 电厂最初压气机进口过滤器使用寿命短的问题，技术人员组织过滤器厂家共同研究、实验并得出以下结论：中效过滤器在整个运行过程中一直保护着高效过滤器。如果中效过滤器在运行过程中出现效率低、寿命短，势必造成高效过滤器寿命短或长期在高阻力下运行，使燃气轮机出力降低。为延长过滤器组件的使用寿命，改造的关键点在中效过滤器。

为解决高效过滤器寿命短、阻力高导致能耗高的现象，采取以下改进方案：

中效过滤器采用 F6 玻璃纤维材料（俗称玻纤）。淘汰掉传统的 G4、F5 滤棉过滤材料。同时，改变了传统板式过滤器的折叠工艺，改用无隔板过滤器的加工工艺。传统板式 F5 滤棉过滤器的过滤面积为 2.5m^2，无隔板 F6 玻纤过滤器的过滤面积为 15.9m^2，使得过滤器在单位体积中，能容纳更多面积的滤纸。

表 6-1　F5 滤棉过滤器与 F6 玻纤过滤器的对比

过滤器	F5 滤棉过滤器	F6 玻纤过滤器
过滤面积/m^2	2.5	15.9
外框	PP 中空板	金属框
双面护网	无	金属网
新过滤器效率(0.4μm)(%)	19.2	31.1
容尘量/g	20	191.5

高效过滤器的容尘量决定了产品的使用时间，而过滤面积决定了产品的容尘量。为了延长产品的使用时间，改进了产品的结构，使产品以前的 4 个“V”变成了 5 个“V”，如图 6-8 所示。这样，产品的过滤面积增加了 25%，容尘量得到很大的提高。面积增加了 25%，产品的流速下降了 25%，使产品的效率又有所提高。

为保护压气机叶片，尽可能减少水洗次数。采用中、高效过滤器组合的形式。高容尘量的中效过滤器可以很好地保护后一级高效过滤器。在一个运行周期中，中、高效过滤器使用套数之比为 3∶1。

图 6-8　中、高效过滤器组合体

（二）夏季燃气轮机提前进入温度控制模式的处理

随着夏季的到来，环境温度升高，惠州 LNG 电厂三台机组先后出现了燃气轮机在部分负荷下进入排气温度控制。此时，燃气轮机负荷固定在某一负荷不变，或机组负荷上升缓慢，甚至出现机组负荷从高负荷逐渐降到低负荷现象。出现排气温度控制时，燃气轮机进口导叶（IGV）没有全开，基本在 40%

~60%之间；联合循环负荷主要集中在270~328MW；环境温度越高，机组在越低的负荷进入排气温度控制，此时IGV开度更小。燃气轮机进入温控后机组出力达不到给定目标值，使得机组运行效率下降，发电量减少，对中调负荷响应也不及时。这种现象在过去的几年里普遍存在，日本三菱公司的技术人员也介入处理过，但效果不佳，一直是惠州LNG电厂机组安全、可靠、稳定运行的障碍。

燃气轮机在部分负荷下，IGV未全开，如联合循环负荷310MW时，IGV开度在40%。当进入夏季后，环境温度升高，进入压气机的空气密度下降，空气流量减少；同时，压气机出口压力下降。由于参与燃烧的空气量减少，燃烧初温升高，加上压气机出口压力下降，烟气在透平中做功压缩比下降。燃烧初温升高及做功压缩比下降两个因素使得燃气轮机排气温度升高，而根据排气温度计算的BPCSO、EXCSO相应下降。当BPCSO、EXCSO低于GVCSO时，燃料控制信号CSO输出为BPCSO、EXCSO，燃气轮机进入排气温度控制模式。

可以假设，在一定燃气轮机负荷下如果继续开大IGV，进入压气机的空气量增多，压气机出口压力增大。空气量增大使燃烧初温降低，燃气轮机做功压缩比增大，使得做功烟气温降增大。上述两个因素使得叶片通道温度和排气温度下降，控制系统中BPCSO、EXCSO升高，机组负荷将继续升高。

根据逻辑分析，在部分负荷下可通过直接改变燃气轮机负荷与IGV开度的函数关系，使得一定的燃气轮机负荷下IGV开度比增大，这样就可避免夏季工况时燃气轮机提前进入温控。但这样需要在相应IGV开度下进行燃烧调整，而且燃气轮机运行在冬季工况时，在相应负荷下由于进入燃气轮机的空气量增大，排烟温度降低，在此负荷区域机组的联合循环效率会下降。所以最好的方法是，设定夏季和冬季两种工况下燃气轮机负荷与IGV开度的函数关系。夏季时一定的燃气轮机负荷对应的IGV开度增大，避免机组部分负荷进入排气温度控制；冬季时IGV开度较小可保证联合循环效率。当然，也可在IGV未全开进入温控时，设置一路脉冲量增大IGV开度。例如，惠州LNG电厂曾采取的临时措施为，当燃气轮机在部分负荷下进入温度控制，IGV未全开时，设置按钮，在蒸汽轮机计算功率上减少3MW，即总负荷不变的情况下相当于使燃气轮机计算负荷增加3MW，使得IGV开度增大，机组顺利升负荷。

六、系统典型异常及处理

1. 压气机进口过滤器压差高

（1）现象

机组运行时，DCS上收到一级过滤器差压>0.375kPa或总差压>1kPa报警。机组负荷越高，一级过滤器差压或总差压越大。

（2）可能原因

机组长时间运行导致过滤器脏污；差压变送器故障，导致测量偏差。

（3）处理措施

当一级过滤器差压或总差压高报警时，运行人员应降低机组负荷加强监视，通知检修部门为更换过滤器做准备。为了防止过滤器总差压突然增大，危机压气机稳定运行，在压气机进气室设置有4个防爆门。当总差压>1.25kPa时，一个防爆门打开；当总差压>2.85kPa时，其余三个防爆门打开。防爆门动作后，为保护机组安全需要运行人员手动停运。

2. 排气段可燃气报警

（1）现象

机组停运时，DCS 上收到排气段可燃气体爆炸浓度高报警，DCS 上发出高速盘车请求。

（2）可能原因

燃料供应阀组异常动作，导致天然气泄漏到燃气轮机排气道；燃料供应阀组内漏导致天然气泄漏到燃气轮机排气道；可燃气体检测装置故障。

（3）处理措施

确认无影响燃料供应阀组异常动作的相关工作；检查燃气供气系统各阀门是否在正确的开关位置；然后启动机组高速盘车进行排气段吹扫，同时遵循停机后高速盘车时间与燃气轮机轮盘温度的相关规定，直至报警复归。如果停机后频繁出现燃气轮机排气段可燃气体爆炸浓度高报警，可将燃气供气系统隔离，并观察各段天然气压力变化，确认是否为燃料供应阀组内漏。通知检修人员检查确认是否为可燃气体探测器故障。

3. 排气压力高

（1）现象

排气压力随着燃气轮机负荷的升高而升高，机组满负荷燃气轮机排气压力为 2.8kPa 左右；当排气压力达到 4.9kPa 时，发出报警；当排气压力达到 5.5kPa 时，燃气轮机跳闸。

（2）可能原因

余热锅炉烟囱挡板异常；余热锅炉受热面大面积破损；压力变送器异常。

（3）处理措施

当 DCS 上收到燃气轮机排气压力高报警时，确认 DCS 上燃气轮机排气压力参数，确认余热锅炉进气段及排气段压力参数，确认机组负荷及燃气轮机进口导叶（IGV）开度。并且，退出机组 AGC，降低机组负荷，确认燃气轮机排气压力开始下降；查询燃气轮机排气压力历史曲线，压力升高是否为突变，余热锅炉进气道及排气道压力是否同燃气轮机排气压力同步变化等，查明故障原因并处理好后方能投入正常运行。

4. 排气温度异常

（1）可能的原因

燃料供应系统异常导致燃料量异常；燃烧控制系统异常导致燃料流量控制阀异常开大；热通道异常导致排气温度升高。

（2）处理措施

当燃气轮机排气温度升高后，首先降低机组负荷，保护燃气轮机运行，然后查明故障原因并做进一步处理。

5. 叶片通道温度异常

（1）可能的原因

燃烧器部分喷嘴堵塞导致各燃烧器流量分配不均；燃烧器损坏导致参与燃烧的空气量不一致；透平热通道部件损坏导致叶片通道温度偏差大，燃气轮机负荷波动大导致叶片通道温度偏差大。

（2）处理措施

在启机过程中（转速 <3000r/min）发现 BPT 偏差大于 100℃，应停机检查；如果在机组升降负荷的过程中出现叶片通道温度偏差大报警，应立即退出机组 AGC 控制，稳定机组负荷观察叶片通道温度变化情况；查阅异常温度点的历史曲线判断是否为测点异常。正常运

行中叶片通道温度超过监控范围时，则按相应规定处理。

第四节　燃气轮机冷却与密封空气系统

一、系统概述

M701F3 型燃气轮机满负荷工作时燃烧初温 T_3 达到 1400℃，为了保证热通道部件安全可靠运行，日本三菱公司采取了多种途径降低热通道部件与高温烟气接触的机会，从而减少热量从高温烟气传递到热通道部件，降低热通道金属温度。同时，还采用先进的冶金铸造技术提高动静叶片的耐高温性及强度。

燃气轮机冷却系统主要是给燃气轮机热通道部件，如动/静叶片、叶片持环、叶顶叶根、排气框架等，提供冷却空气。它一方面将热通道部件与高温烟气隔离，另一方面将热通道部件吸收的热量带走降低部件温度，因此燃气轮机冷却系统为燃气轮机安全可靠运行提供最基本和最关键的保障。冷却系统包括透平静叶冷却系统和转子冷却空气系统。当然，热通道部件中有一部分设备的冷却不是通过冷却空气系统提供的冷却空气进行冷却的；而是通过本身的设备构造，利用压力差使空气在热通道内部和表面流动进行冷却的，主要包括燃烧筒、尾筒、透平#1 级静叶等。

燃气轮机密封空气系统是从压气机#6 级后抽气给燃气轮机#1、#2 轴承提供密封空气。由于#1 轴承处于燃气轮机排气段内，直接与高温烟气接触，#1 轴承密封空气的作用，是防止高温烟气进入#1 轴承箱而导致轴承箱着火。#2 轴承密封空气的作用，是防止#2 轴承箱油气泄露污染压气机。#2 轴承箱处于压气机进口空气流道内，压气机运行时入口为微负压。#2轴承箱长时间在此环境中工作，轴承箱内产生的油气会泄漏出来。油气随着压气机进口空气流进入压气机，由于油气具有很强的吸附型，会加速压气机结垢，严重威胁机组安全高效运行。

二、系统流程

（一）透平静叶冷却空气系统

压气机有三级抽气系统，分别从压气机的#6、#11 级和#14 级抽气。#6、#11、#14 级压气机的抽气分别为#4、#3、#2 级燃气轮机静叶环空腔提供冷却空气，冷却透平#4、#3、#2 级静叶片和持环，并为燃气轮机级间轮盘空腔提供冷却空气。

抽气系统（见图 6-9）安装有三个抽气阀，三个抽气阀均为气动操作的开关型蝶阀：一个抽气阀安装在#6 级抽气管道上，即低压（LP）抽气阀；一个抽气阀安装在#11 级抽气管道上，即中压（IP）抽气阀；一个抽气阀安装在#14 级抽气管道上，即高压（HP）抽气阀。打开抽气阀可以防止压气机在启动和包括机组跳闸的停机过程中发生喘振。

低压抽气通过对称两个进气口进入透平#4 级静叶冷却空气环形腔室；中压抽气通过对称两个进气口进入透平#3 级静叶冷却空气环形腔室；高压抽气通过对称两个进气口进入透平#2 级静叶冷却空气环形腔室；透平静叶冷却空气通过静叶叶顶进入，从静叶叶根流出，进入叶根密封腔室，最后流出混入透平烟气中，如图 6-10 ~ 图 6-12 所示。透平#2、#3 级静叶冷却空气中，有部分冷却空气从静叶本体流出，在静叶表面形成膜式冷却。叶片冷却结构详见燃气轮机部分。

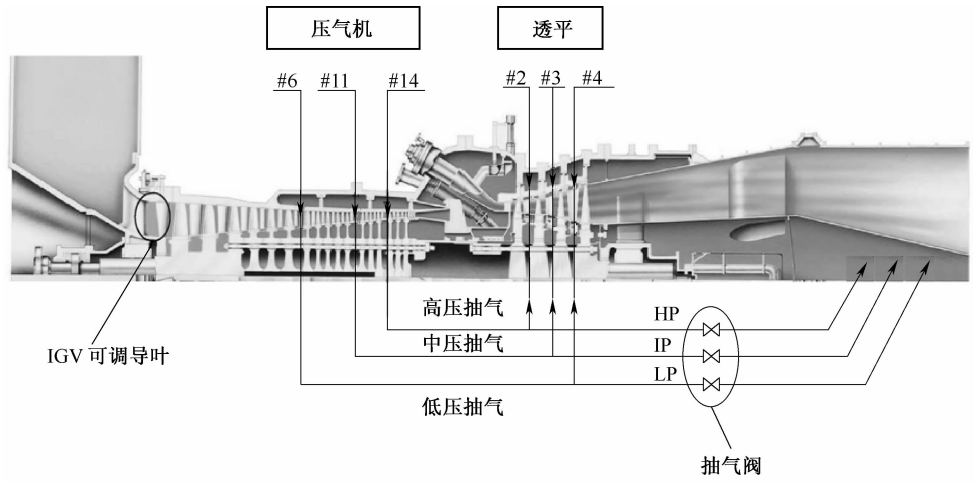


图 6-9　M701F3 型燃气轮机抽气系统示意图

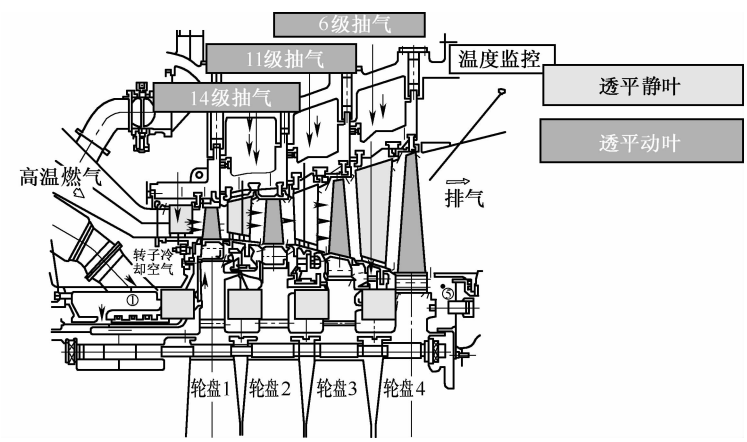


图 6-10　M701F3 型燃气轮机静叶冷却空气流程图

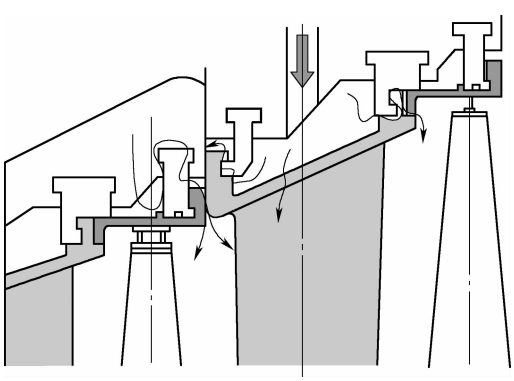


图 6-11　静叶叶顶冷却密封空气流程

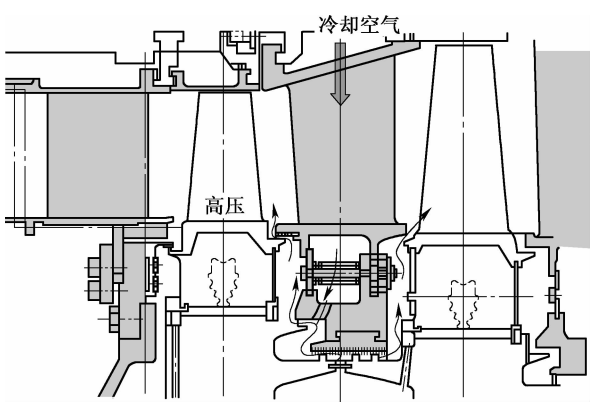


图 6-12　静叶叶根冷却密封空气流程

（二）转子冷却空气系统流程

转子冷却空气，是从压气机出口腔室引一路高温、高压空气，经转子冷却空气冷却器冷

却降温；再经转子冷却空气过滤器过滤后，通过特定通道送到燃气轮机转子内部透平#1 级动叶轮盘处，转子轮盘圆周布置有孔洞，燃气轮机转子冷却空气通过孔洞往#2、#3、#4 级轮盘空间流动；在流动过程中，转子冷却空气分别进入透平#1、#2、#3 级动叶进行冷却，如图 6-13、图 6-14 所示。

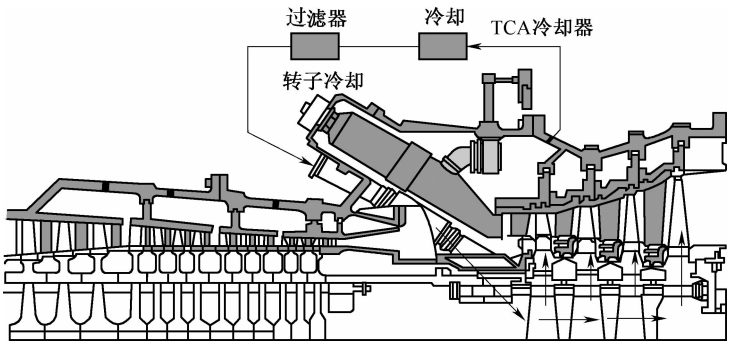


图 6-13　转子冷却空气流程示意图

（三）轴承密封空气流程

燃气轮机#1、#2 轴承密封空气取自压气机低压抽气，首先经过惯性过滤器及疏水分离器，通过密封空气压力调节总阀调压后分成两路，分别去#1、#2 轴承箱，进入#1 轴承箱前经#1 轴承箱密封空气压力调节阀调节，进一步调整密封空气压力。

三、主要设备及技术参数

（一）透平静叶冷却空气部分

1. 抽气管道

燃气轮机设置有三级抽气管道，分别为高压抽气管道、中压抽气管道、低压抽气管道，高、中、低压抽气管道始于压气机#14、#11、#6 级静叶后腔室，并且每级抽气都设置有 4 个抽气口。4 个抽气口平均分配在压气机静叶环圆周上，使得抽气时对压气机内气流影响最小，对压气机动静叶片产生的激振最小，保证压气机安全运行。4 个抽气口抽出的空气汇合到一根抽气管道上送到透平侧，然后分成两路送入透平静叶冷却空气进气腔室，冷却空气进气腔室为圆周方向贯通，每片透平静叶的冷却空气从叶顶进入，通过静叶从叶根密封环处排出。

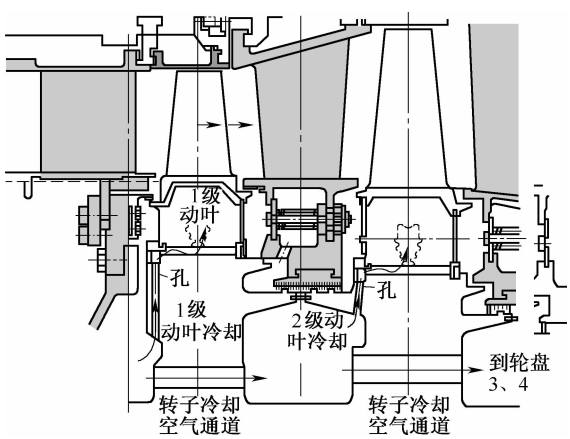


图 6-14　转子冷却空气内部流程图

2. 节流孔板

高、中、低压抽气，在送入透平静叶冷却空气进气腔室前，都要经过一个节流孔板。节流孔板主要用来调节进入透平静叶的冷却空气量。冷却空气量越大，冷却效果越好，但参与燃烧的空气量就相应减少，降低燃气轮机功率及效率。当燃气轮机运行时间长、设备性能下降后，可能出现燃气轮机轮间温度升高现象，此时可调整节流孔板口径增大静叶冷却空气流量。

3. 防喘放气阀（抽气阀）

压气机高、中、低压抽气管道上设置有高、中、压防喘放气阀，在机组启停过程中，通过开启高、中、低压防喘放气阀将一部分抽气直接排放到燃气轮机排气段，避免机组在启动过程中发生喘振，同时还可减小机组启动过程中的启动功率。由于防喘放气阀流量大，当机组带负荷运行时，如果防喘放气阀误开，空气流出时产生的气流激振将造成压气机叶片损坏，因此，每个防喘放气阀均设置有多个位置开关监视防喘放气阀阀位状态，保护燃气轮机安全运行。

（二）转子冷却空气部分

1. 转子冷却空气冷却器

转子冷却空气取自压气机出口，满负荷时压气机出口空气温度为 440℃左右，为了保证转子各部件冷却效果，转子冷却空气在送入透平转子之前需要进行降温处理，特设置有转子冷却空气（TCA）冷却器，如图 6-15 所示。转子冷却空气在降温的过程中释放出大量的热量，为了利用这部分热量，在转子冷却空气冷却器上方还设置有燃料加热器。转子冷却空气冷却器与燃气轮机燃料加热器组合使用，两个换热器均为表面式换热器，采用空气介质传热。两个换热器采用上下布置，转子冷却空气冷却器在下，燃料加热器在上，通过 3 台转子冷却空气风扇将环境中的空气从下方往上吹。低温空气经过转子冷却空气冷却器，将冷却器内的高温空气降温，低温空气经过冷却器加热后温度升高，然后流经天然气加热器，将加热器内部的天然气加热。转子冷却空气和天然气在换热器内流动均为单流程形式，方向相反。

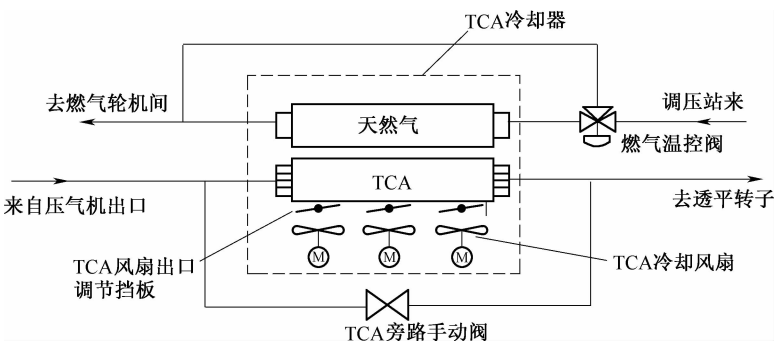


图 6-15　转子冷却空气冷却器示意图

2. 转子冷却空气旁路阀

转子冷却空气冷却器设置有旁路阀，正常运行时旁路阀开度较小，大部分冷却空气流经转子冷却空气冷却器。当转子冷却空气温度高于设定值时，可通过关小旁路阀开度，使更多的空气流经冷却器，降低转子冷却空气温度。旁路阀是调节转子冷却空气温度最有效的方法之一。机组满负荷运行时，转子冷却空气温度设定在 220℃左右，夏季环境温度升高转子冷却空气温度相应也升高。

3. 转子冷却空气风扇

转子冷却空气冷却器，是通过设置在下方的 3 台风扇完成换热过程的。3 台转子冷却空气风扇是采用传动带与电动机来传动的，每个风扇出口都设置有挡板，通过改变挡板开度改变进入 TCA 冷却器的空气量。正常运行时，3 台转子冷却空气风扇同时启、停，当机组发启动令后 3 台风扇启动，当机组停机降速延时 1h 后全停。

4. 转子冷却空气过滤器

转子冷却空气过滤器设置在 TCA 冷却器出口之后，采用惯性分离过滤器。

转子冷却空气过滤器的结构和工作过程如图 6-16、图 6-17 所示。转子冷却空气沿着黑色箭头方向流入过滤器，被特殊的流道改变方向后沿着灰色箭头方向流出。如果转子冷却空气中含有固体颗粒，由于固体颗粒质量大在惯性的作用下，将沿着白色箭头方向流出。白色方向的气流通过阀门引到燃气轮机排气段或燃烧室。

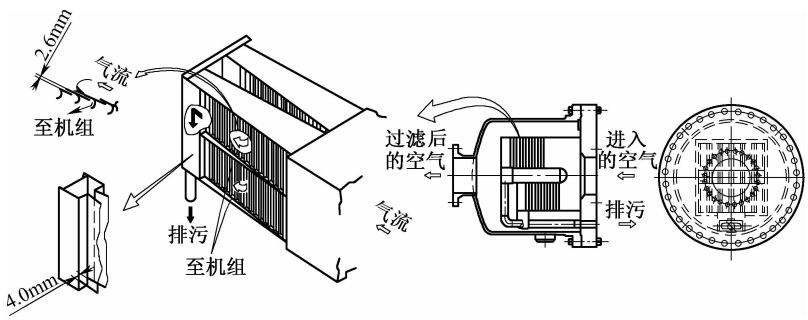


图 6-16　转子冷却空气过滤器结构图

转子冷却空气过滤器的作用是过滤转子冷却空气中的固体颗粒及杂质。当机组长时间停运后或者机组离线水洗时，转子冷却空气系统管道内也可能有锈蚀物。机组启动时，开启转子冷却空气过滤器排污切换试验阀，使过滤器内部分空气沿着白色气流方向排到燃气轮机排气段，固体颗粒物质随着白色气流方向流出，可防止锈蚀物随转子冷却空气进入燃气轮机转子内部堵塞、污染冷却通道。

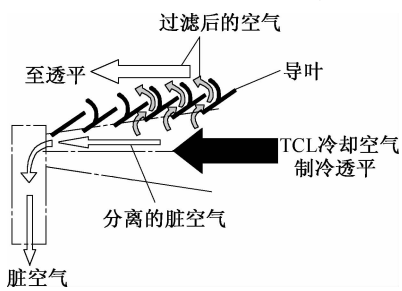


图 6-17　转子冷却空气过滤器工作过程示意图

（三）温度监测设备

燃气轮机冷却空气系统设置有多个温度测量点监视燃气轮机冷却效果，包括：燃气轮机轮间温度测量点、转子冷却空气温度测量点。

燃气轮机轮间温度测量点：设置有#2 轮盘左右侧温度测量点，#3 轮盘左右侧温度测量点，#4 轮盘左右侧温度测量点，#4 轮盘下游温度测量点。#2、#3、#4 轮盘温度测量点分别测量#2、#3、#4 静叶叶根密封环腔室温度，#4 轮盘下游温度测量点测量#4 动叶下游密封腔室温度。这些测量点主要监视燃气轮机静叶冷却效果。机组正常运行时，#2、#3、#4 轮盘温度不得超过 460℃，#4 轮盘下游温度不得超过 410℃。

转子冷却空气温度测量点：设置有两个转子冷却空气温度测量点，测量转子冷却空气进入转子前的温度。转子冷却空气温度越高，对燃气轮机动叶冷却效果越差。转子冷却空气温度是监视动叶冷却效果的唯一办法，当转子冷却空气平均温度大于 235℃时，发出转子冷却空气温度高报警，延时 300s 燃气轮机 RUNBACK。

（四）密封空气供气设备

#1、#2 轴承密封空气取自压气机低压抽气，由惯性过滤器、疏水分离器、密封空气压力调节总阀、#1 轴承箱密封空气压力调节阀及供气管道组成。

（五）运行及技术参数

本系统正常运行时主要参数如下：

1）满负荷时压气机出口压力为 1.55MPa 左右。

2）满负荷时压气机出口温度为 440℃左右。

3）转子冷却空气温度 <225℃。

4）#2、#3、#4 轮盘温度 <460℃，运行高值 455℃。

5）#4 轮盘下游温度 <410℃，运行高值 350℃。

四、系统的运行维护

（一）系统启动前检查

冷却与密封空气系统随着燃气轮机的启动而自动的投入运行，在燃气轮机启动前，需检查确认系统具体投运条件。特别是燃气轮机检修后的初次启动，需要重点检查以下方面：

1）确认 TCA 三台冷却风机完好可用。

2）各防喘放气阀试验动作正常。

3）各温度测点显示正确。

4）密封空气供气总阀在打开位置。

（二）系统的运行维护和监视

1. 转子冷却空气系统

（1）TCA 冷却器冷却风扇的投运情况

当机组启动令发出后，三台 TCA 冷却器风扇自动启动。当机组停机降速后 1h，三台 TCA 冷却器风扇自动停运。

（2）转子冷却空气温度的保护逻辑

当 TCA 出口冷却空气温度大于 235℃时，发出报警信号；当 TCA 出口冷却空气温度大于 235℃并延时 300s，机组 RUNBACK。

当转子冷却空气温度升高时，应及时降低负荷并加强对转子冷却空气温度的监视，尽量使转子冷却空气的温度不要超过 230℃，查明原因后方投入正常运行。

（3）转子冷却空气系统其他运行注意事项

TCA 冷却风机运行中应注意监视轴承振动，当振动值大于 0.15mm 时，报警信号发出。当机组停运时间超过 48h，为防止转子冷却空气管道锈蚀物进入燃气轮机转子内部，启机前应切换转子冷却空气过滤器排污实验阀，机组启动完成后，恢复正常阀位。

2. 透平静叶冷却空气系统

正常运行时燃气轮机轮间温度应小于 460℃，#4 轮盘下游温度应小于 410℃，异常时应降低机组负荷，甚至停机检查处理。

3. 轴承密封空气系统

系统#1、#2 轴承密封空气压力在正常范围内。

4. 压气机防喘抽气阀

燃气轮机启/停机过程中防喘放气阀动作情况如下：

机组启动时，透平启动信号发出，高压防喘抽气阀关闭，中、低压防喘抽气开启。当机组转速达到 2815r/min 时，低压防喘抽气放气阀自动关闭。当低压放气阀全关延时 5s（机组转速约 2838r/min），中压防喘抽气放气阀自动关闭。机组停机熄火或跳闸时，高、中、低

压防喘抽气阀打开。

防喘放气阀的逻辑保护，当发生下列任一情况时，报警信号发出且燃气轮机跳闸：

高压防喘抽气阀在启机令发出后 20s 未完全关闭；机组启动令发出后延时 3s 且转速小于 2815r/min 时，低压防喘抽气阀未完全开启；启机期间转速达到 2815r/min 延时 20s 或额定转速时，低压防喘抽气阀未完全关闭；机组启机令发出后延时 3s 且转速小于 2815r/min 时，中压防喘抽气阀未完全开启；启机期间转速达到 2815r/min 延时 20s 或额定转速时，中压防喘抽气阀未完全关闭；机组停机或跳闸时，转子转速开始下降后 3s，高、中、低压防喘抽气阀未全开。

五、系统运行优化及改造

TCA 冷却风扇的优化

在惠州 LNG 电厂现有的运行方式中，TCA 冷却风扇始终保持 3 台同时运行，机组满负荷运行时压气机出口温度约为 440℃；经 TCA 冷却器冷却后，实际进入转子的冷却转子冷却空气温度在 220℃左右。

此种 TCA 冷却风扇的运行方式，在机组低负荷时会降低机组的效率。因为随着机组负荷的不断降低，压气机出口温度随之降低，转子冷却空气温度降低；当负荷降至 240MW 时，压气机出口温度约为 390℃，此时进入转子的冷却空气温度约为 170℃。大量的低温冷却空气进入透平缸（转子冷却空气量约占压气机出口空气量的 10% ~15%），降低了透平缸内做功气流的温度，致使燃气轮机整体效率降低。与此同时，机组负荷降低，燃气出口温度设定值也降低，燃气温控阀开度减小，部分天然气经旁路通过，减少了进入冷却器的燃气量，此时大量的热量未被天然气吸收利用直接散失到大气中。

通过关闭一组 TCA 冷却风扇出口挡板进行试验，来提高部分负荷下转子冷却空气温度，确定转子冷却空气温度降低对机组效率的影响。试验前后关键参数对比见表 6-2。

表 6-2 关闭一组 TCA 冷却风扇出口挡板试验参数对比

机组负荷	240MW		260MW		280MW		300MW		320MW	
风扇数量(台)	2	3	2	3	2	3	2	3	2	3
压气机出口温度/℃	397	397	404	405	412	412	420	420	428	429
转子冷却空气温度/℃	188	169	198	178	207	186	216	194	223	201
天然气出口温度/℃	158.6	158.8	167.1	166.7	175.4	174.8	182.8	183	190.6	190.2
天然气流量/(Nm^3/h)	44675	44825	47519	47630	50751	50843	53823	53975	57177	57336
燃气流量差/(Nm^3/h)	150		111		92		152		159	
效率提升(%)	0.33		0.23		0.18		0.28		0.28	

由此可见，改变 TCA 冷却风扇的运行方式，在负荷降低至一定程度时，停用一组风扇，在保证燃气轮机转子及动叶片安全可靠冷却的前提下，提高转子冷却空气的温度，可以提高部分负荷下机组的效率。如将 TCA 冷却风扇改为变频运行，准确的控制燃气轮机转子冷却

空气温度在220℃左右，能较大程度上提高机组在部分负荷下的效率。

六、系统典型异常及处理

1. 轮盘间温度高

（1）现象

轮盘间温度或#4 级轮盘下游温度高报警；燃气轮机轮盘温度随着燃气轮机负荷的变化较大波动。

（2）可能的原因

轮盘间冷却空气供气管道上的节流孔板堵塞；燃气轮机内部故障导致静叶密封环间隙发生变化，冷却空气流量发生改变；燃气轮机设备老化导致轮盘间温度缓慢升高。

（3）处理方法

当 DCS 上收到轮盘间温度高报警时，应及时降低机组负荷，使轮盘间温度在允许范围内，并查阅历史曲线，分析轮盘间温度升高原因；如果机组负荷到达一定值均会出现轮盘间温度升高，应收集数据，从结构上分析原因。惠州 LNG 电厂某台机组在透平检修（简称 T 检）后机组运行一段时间，当机组负荷在 280MW 左右升降负荷时出现#2 轮盘间温度高报警，导致机组无法正常运行，最后通过揭缸检查发现为燃气轮机#2 静叶环挡气板间隙值超标、刷子密封有磨损，经处理后恢复正常。

2. 转子冷却空气温度高

（1）可能的原因

环境温度升高或燃气轮机高负荷运行；转子冷却空气温度测量点异常；TCA 冷却风扇故障或传动皮带松脱或风扇出口风门挡板异常关小；转子冷却空气系统有堵塞或泄漏；转子冷却空气冷却器旁路阀被误开。

（2）处理方法

发现转子冷却空气温度升高或 DCS 上有转子冷却空气温度高报警时，应及时控制机组负荷，必要时退出机组 AGC，降低机组负荷控制转子冷却空气温度。如果由于环境温度太高或者机组负荷太高，导致转子冷却空气温度大于报警值时，可通过关小转子冷却空气冷却器旁路阀开度降低转子冷却空气温度。如果转子冷却空气温度两个测量点温度差值较大，通知检修人员检查；检查 DCS 上三台转子冷却空气风扇是否运行正常，如果显示风扇异常应降低机组负荷，通知检修处理；就地检查转子冷却风扇运行是否正常，传动带是否松动或断裂脱落；检查转子冷却空气系统管道是否泄漏，若有应及时联系检修处理；必要时申请停机处理。如若查不明异常原因，应严格控制转子冷却空气温度维持机组运行，待停机后分析检查处理。

第五节　燃气轮机水洗系统

一、系统概述

燃气轮机运行时，环境中空气经过滤后流过压气机通道，空气中携带的微小颗粒物质会吸附在压气机动、静叶片上，经过长时间的积累，压气机流道变窄，使得压气机动、静叶片气动性能发生改变。压气机积垢后，会对燃气轮机的安全运行造成很大影响，具体表现如

下：

1）压气机通道面积变小、升力系数减小、阻力系数增大，导致压气机的流量、压缩比和效率降低。

2）喘振边界线下移，使得实际运行工况更接近喘振边界，机组的安全运行裕度减少，压气机运行时容易发生喘振。

3）燃气轮机进气量减少，机组在升负荷过程中，燃气轮机容易进入 BPT 排气温度控制模式，使得机组升负荷缓慢。

由于惠州 LNG 电厂机组燃料为天然气，燃料品质很高，对燃气轮机的透平的污染很小，积垢现象不明显。与烧油机组不同，惠州 LNG 电厂燃气轮机透平在日常运行过程中无需水洗，所以所谓的燃气轮机水洗指的是压气机的水洗。

机组运行一定时间后，压气机通道积垢，使得机组性能下降，通过燃气轮机水洗，清除或部分清除积垢，使得压气机性能基本恢复最佳运行工况，确保机组安全高效运行。

压气机水洗有两种方式：离线清洗和在线清洗。离线清洗：燃气轮机没有点火，机组在高速盘车模式下保持高盘速度（700r/min），间断的开启压气机离线水洗阀，向压气机入口喷入除盐水，达到清洁压气机目的。在线清洗：当燃气轮机发电机组以 75% ~90% 负荷运行时间断地开启压气机在线水洗阀，向压气机入口喷入除盐水，达到清洁压气机目的。在大气温度为 8℃或更高时才可采用在线清洗。

二、系统流程

压气机水洗的用水来自机组除盐水供水管道，水洗水箱内的除盐水经过水洗水泵升压后，首先通过供水压力调节阀调压，再通过离线水洗供水阀或在线水洗供水阀，送到离线水洗喷头或在线水洗喷头，进入压气机，如图 6-18 所示。为了防止水洗水泵憋压，在水洗水泵出口设置有再循环管路，保证水洗水泵最小流量。

离线水洗与在线水洗喷头安装位置示意图如图 6-19 所示。

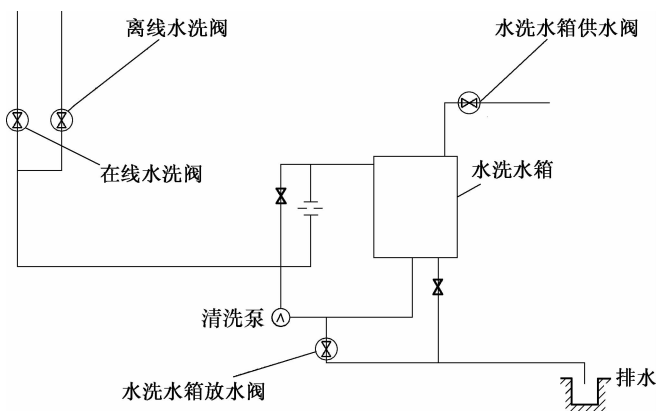


图 6-18　压气机水洗流程图

三、主要设备及技术参数

（一）主要设备

压气机水洗系统主要由水洗水箱、水洗水箱补水阀、清洗泵、清洗泵入口过滤器、供水压力调节阀、再循环流量控制阀、离线水洗喷头、离线水洗供水阀、在线水洗喷头、在线水洗供水阀、清洗泵就地控制柜等组成。其中，水洗水箱容积为 1.6m^3，清洗泵为卧式离心泵，流量为 1.5 m^3/h，出口压力为 1MPa。

（二）运行及技术参数

压气机水洗系统运行时主要参数：离/在线水洗供水压力为 0.45MPa；每次喷水量约为 0.15m^3/min。

四、系统的运行维护

（一）离线水洗周期判断

由于在线水洗需要频繁进行、工作量大、水洗效果不佳，根据日本三菱公司建议，惠州LNG电厂暂只进行压气机离线水洗。离线水洗可使机组基本恢复到最佳工况运行，但是频繁的进行离线水洗，消耗大量的厂用电和除盐水，成本较高；同时使得燃气轮机及余热锅炉热通道部件经受较大的热应力，缩短机组寿命。因此，选择合适的离线水洗周期至关重要。

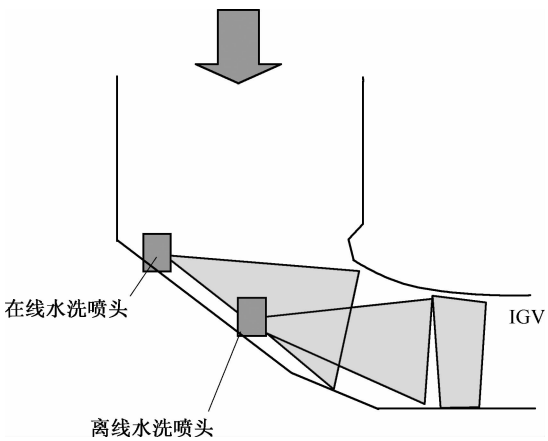


图 6-19　离线水洗与在线水洗喷头安装位置

经过多年的运行经验积累，惠州 LNG 电厂水洗周期判断主要根据以下几点：

1）机组距上次水洗后的实际运行小时数达 1300h 以上时，应及时安排水洗。

2）机组满负荷运行时，转换到基准状态下的相关性能参数较上次水洗后满负荷运行时的值下降了一定程度，如压缩比下降达 2%、机组最大出力下降达 4%，其他性能参数也有明显下降，这时应及时安排水洗。

3）机组发生升负荷速率异常缓慢，且机组运行较长时间（大于 1000h）未水洗时，应及时安排水洗。

4）从效益最大化考虑，按计算得出的最佳水洗周期安排水洗，经验值为 700 运行小时。

5）机组检修后、性能试验前或其他需要水洗的情况安排水洗。

（二）压气机离线水洗的操作方法

1. 离线水洗应满足的条件

离线水洗前需把余热锅炉高、中压汽包上水至最高可见水位，以避免水洗过程造成汽包上下壁温差大，并确认满足以下两个条件：

1）环境温度高于 8℃。

2）燃气轮机轮间温度最高值应低于 95℃。

2. 离线水洗前的检查及准备

水洗前，需确认机组已停运，润滑油及盘车系统运行正常，机组具备高盘启动条件。待水洗装置准备就绪后，检查关闭燃气轮机#1、#2 轴承密封空气总阀并记录下开度；关闭 TCA 过滤器排污管隔离阀。打开下列水洗疏水阀门：#1、#2 轴承密封空气管疏水一次阀、二次阀；压气机缸体疏水阀；燃烧室缸体疏水阀；低、中、高压抽气管疏水阀；#2、#3、#4 级轮盘疏水阀；排气缸、排气道各处疏水阀；TCA 管道、TCA 分离器、TCA 冷却器各处疏水阀；TCA 分离器排污试验一次阀、二次阀等。

3. 离线水洗的操作

水洗时，首先高盘模式启动机组，确认机组转速达 700r/min 后，按照以下步骤进行水洗（见图 6-20）：

1）清洁除盐水箱，注入除盐水，就地启动清洗水泵。

2）调节供水调门维持供水压力约为 0.45MPa。

3）打开离线水洗隔离阀，向压气机持续注水 2min 后关闭该阀。

4）关闭离线隔离阀 5min。

5）重复步骤 3）和 4），直至排污管排出清水为止。

6）停止清洗水泵。

7）打开水洗水箱底部放水阀和清洗水泵进口管道疏水阀将清洗水箱中的水放干。

8）继续高速盘车 30min 进行疏水和干燥。

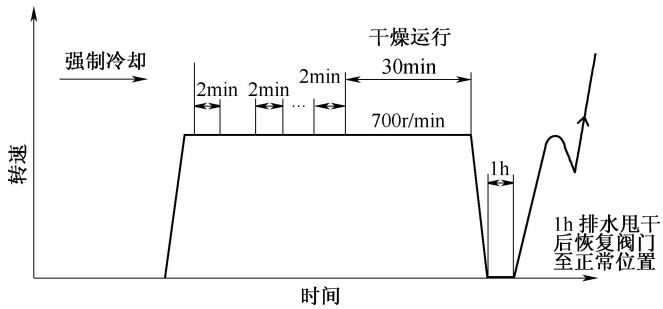


图 6-20　压气机离线水洗过程示意图

9）高速盘车 30min 后发停机令，停止高盘。

10）盘车运行 60min 后，关闭压气机离线水洗各疏水阀。

11）打开燃气轮机#1、#2 轴承密封空气阀至水洗前位置。

12）打开 TCA 排污管隔离阀。

（三）压气机在线水洗的操作方法

1. 在线水洗应满足的条件

在线水洗在机组运行期间进行，需满足以下两个条件：

1）机组负荷降至额定负荷的 75% ~90% 。

2）环境温度高于 8℃。

2. 在线水洗前的检查及准备

根据在线水洗条件，在线水洗前，首先需确认机组负荷已降至额定负荷的 75% ~90% ，并退出机组 AGC 控制。再检查并把水洗装置准备就绪后，即可进行在线水洗。

3. 在线水洗的操作

在线水洗操作按照以下步骤进行（见图 6-21）：

1）清洁除盐水箱，注入除盐水，就地启动清洗水泵。

2）调节供水调门维持供水压力约为 0.45MPa。

3）打开在线水洗隔离阀，向压气机持续注水 2min 后关闭该阀。

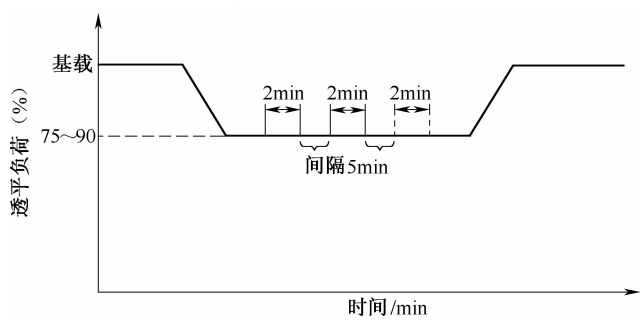


图 6-21　压气机在线水洗过程示意图

4）5min 后重复步骤 3）。

5）重复步骤 3）、4）约 3 ~5 次。

6）停止清洗水泵。

7）打开水箱底部放水阀和清洗水泵进口管道疏水阀，将清洗水箱中的除盐水放干。

8）全面检查机组正常后投入机组 AGC 控制。

（四）水洗注意事项

在线水洗过程中，要密切监视机组的振动、燃烧器压力波动情况以及 BPT 情况；如有异常，立即关闭供水调门和水洗隔离阀，停止清洗水泵运行。水洗的注水时间要严格控制，不应过长。

对于离线水洗，当燃气轮机轮间温度高于95℃时，根据要求需进行盘车，将轮间温度降到95℃以下才能进行。为了避免使用高速盘车的方法对热通道进行强制冷却，一般将燃气轮机离线水洗安排在机组停运后隔一天或两天进行。

离线水洗时，如果余热锅炉汽包温度较高，当高速盘车启动时，余热锅炉内部烟道的受热面受到快速强制冷却，造成高压汽包下壁温度下降快，会产生较大的上下壁温差。因此，启动高速盘车前，应将余热锅炉汽包上至满水位，在高速盘车过程中，如果高压汽包水位下降到50mm左右，应再次启动给水泵将高压汽包上至满水位（中、低汽包在此过程中一般不会出现上下壁温差大现象）。高速盘车时，流经余热锅炉的低温空气对锅炉受热面进行快速冷却，在受热面内部有大量的蒸汽凝结成水。离线水洗结束后，应开启余热锅炉过热器、再热器疏水阀，将强制冷却凝结水及时排出，避免启机过程中出现水冲击。

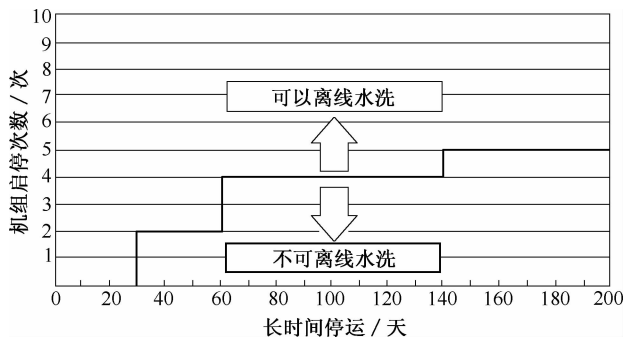


图 6-22　机组长时间停运后离线水洗原则

离线水洗时，每次喷水完成后，应在排水口处接水，通过排水浑浊程度判断是否需要继续水洗。离线水洗结束机组启动后，应观察排水口是否有热的气体流出，判断疏水阀是否全部关闭或关严。

当机组长时间停运后需要离线水洗时，离线水洗应遵循一些原则，如图6-22所示。例如，机组停运40天后需要进行离线水洗，则需要机组启停两次后才能进行。

五、系统运行优化及改造

压气机离线水洗不抽真空的分析

考虑到对蒸汽轮机的影响，在单轴联合循环的M701F3型燃气轮机压气机离线水洗时，需要机组建立真空系统。离线水洗时，轴系在SFC启动装置的带动下以高盘转速710r/min转动，离线水洗时建立真空主要出于以下考虑：

1）防止蒸汽轮机低压缸叶片产生的鼓风热量使得低压缸排汽温度升高，损坏末级叶片。

2）减小SFC装置的功率。

当机组满负荷运行时，蒸汽轮机低压缸末级叶片承受的应力最大，包括高速旋转产生的离心力，蒸汽推动叶片产生的切向应力。压气机离线水洗时，蒸汽轮机低压缸末级叶片只承受低速旋转产生的离心力及空气阻力产生的切向应力。根据离心力与转速的二次方成正比可知，压气机离线水洗时蒸汽轮机低压缸末级叶片承受的离心力只有额定转速的5.5%，末级叶片承受的空气阻力产生的切向应力非常有限。因此，不抽真空进行水洗时，只要低压缸排汽温度、低压缸末级静叶金属温度、低压缸排汽导流板金属温度在报警值以下就可以。另外，不抽真空时，低压缸末级叶片的工况比机组满负荷时低压缸末级叶片的工况要安全很多。同时，如果机组建立真空系统，虽然能减小SFC在高盘时的功率，但需要相关的辅机（包括凝结水泵、循环水泵、启动锅炉等）投运运行，并耗用较多的辅助蒸汽。从节能的角度来说，不抽真空水洗更节能。

综合以上分析，单轴联合循环的 M701F3 型燃气轮机压气机离线水洗时，可采用不抽真空水洗方法。

在此基础上，通过实验（抽真空与不抽真空情况下离线水洗）得出：SFC 启动电流变化不大；不抽真空的情况下，高速盘车时 SFC 电流增大约 60A，功率增大约 500kW。因此，经过分析可得出以下经济性对比表（见表 6-3）。从表中可见，不抽真空离线水洗能更节能。

所以得出结论，M701F3 型燃气轮机离线水洗时采用不抽真空的方法，并且是安全、经济、可靠的。

表 6-3　不抽真空与抽真空离线水洗经济性对比

水洗方式 / 辅助设备运行时间及能耗(估算值)	凝汽器抽真空		凝汽器不抽真空
	机组、系统全停的情况	部分公用系统或其他机组仍在运行的情况	
水洗时间/min	70	70	70
循环水泵(单台)运行时间/h	3.2	0	0
循泵耗电量/(kW·h)	2900	0	0
凝结水泵运行时间/h	2.5	2.5	0
凝泵耗电量/(kW·h)	450	450	0
真空泵运行时间/h	2.5	2.5	0
真空泵耗电量/(kW·h)	250	250	0
耗用辅助蒸汽/t	15	10	0
SFC 运行时间/h	1.2	1.2	1.2
SFC 耗电量/(kW·h)	1900	1900	2500
总耗能	耗电 5500kW·h + 15t 辅助蒸汽	耗电 2600kW·h + 10t 辅助蒸汽	耗电 2500kW·h

第六节　凝结水系统

一、系统概述

凝结水系统的作用是利用凝汽器将蒸汽轮机低压缸排汽和各蒸汽系统疏水管道的蒸汽冷凝成水，并在冷凝过程中进行除氧和除杂质，再利用凝结水泵将凝结水从凝汽器抽出，经轴封加热器加热后提供给锅炉给水，维持整个联合循环的汽水循环。

凝结水系统的用户一般较多，而 M701F3 型联合循环机组凝结水系统的用户主要有余热锅炉低压汽包给水、低压缸排汽减温水、凝汽器水幕喷水、低压轴封蒸汽减温水、低压缸冷却蒸汽减温水、中压旁路减温水、低压过热器出口反冲洗水、真空破坏阀后 U 形水封水，以及各种阀门（高压缸通风阀、轴封加热器疏水器旁路阀、轴封加热器疏水器后手动阀、凝汽器水幕喷水手动阀、轴封蒸汽溢流阀后手动阀、凝汽器补水旁路电动阀、真空破坏阀）的阀体密封水。

与常规热力发电厂不同，M701F3 型联合循环机组的凝结水系统至低压给水没有布置除氧器，凝结水经轴封加热器后直接进入低压省煤器。为此，M701F3 型联合循环机组凝结水系统另外设置了一台启动除氧器，用来在机组启动前将凝汽器中凝结水不断进行循环热力除氧。

二、系统流程

M701F3 型联合循环机组凝结水系统（见图 6-23）流程主要包括下述三部分。

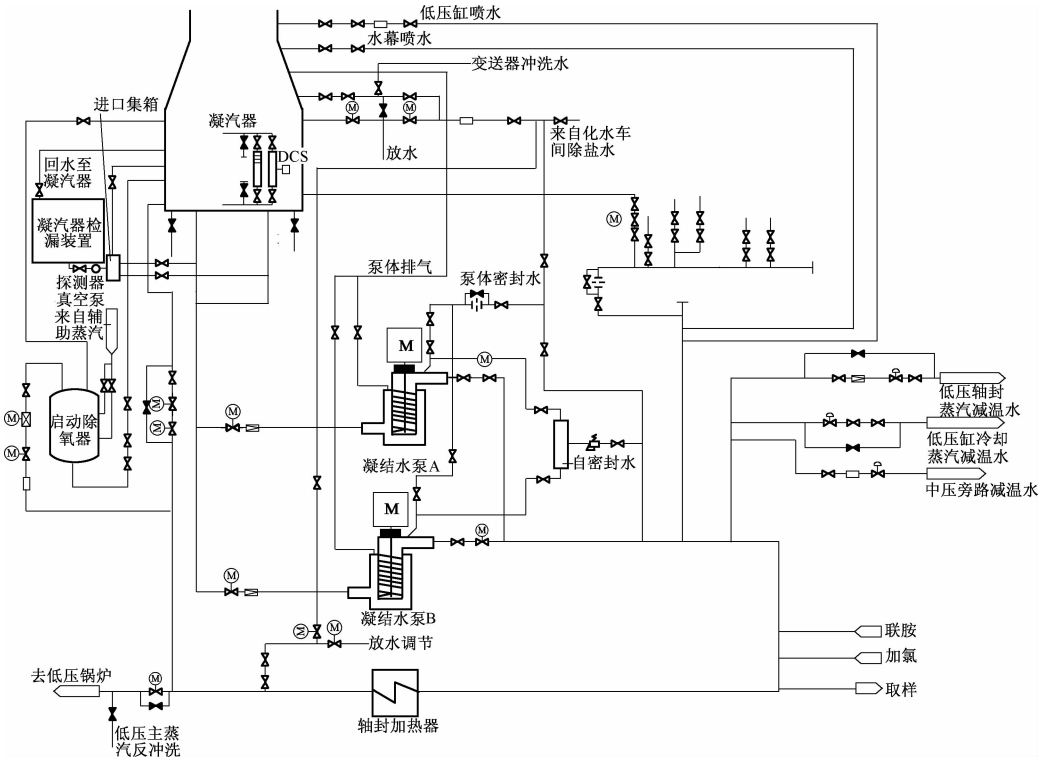


图 6-23　凝结水系统图

（一）凝结水主路

蒸汽轮机低压缸排汽在凝汽器中被冷凝成水，然后经由凝结水泵的入口滤网进入凝结水泵，凝结水从凝结水泵出来后，经过泵出口的逆止阀和电动隔离阀，主凝结水经轴封加热器加热后，进入低压给水加热器。为了防止低压给水管道的 O_2 和 CO_2 的腐蚀，还对凝结水进行了加氨、加联胺处理。当凝汽器水位低于正常水位 0 位时，凝汽器补水主路或者旁路将利用除盐水对凝汽器进行补水，补充联合循环中的汽水损失，维持凝汽器的热井水位。

设置了再循环回路，凝结水泵在启动或机组低负荷时，为保持凝结水泵流量大于水泵的最小允许流量，以保证凝结水泵入口不发生汽化，同时还保证轴封加热器有足够的冷却用水，凝结水主路部分或者全部凝结水经再循环阀返回凝汽器。当凝结水流量小于 150t/h 时，凝结水再循环阀将开启。另外，凝结水还能通过再循环管路在再循环阀之前进入启动除氧器除氧，经过除氧后的凝结水进入凝汽器，除氧循环持续进行，直到凝结水含氧量达到标准。

为了控制凝汽器的水位，凝结水系统还在母管上设置了溢流管和放水管。溢流管的作用是，当凝汽器水位高时，溢流阀开启将凝结水重新打回除盐水母管。放水管的作用是，当凝汽器水位高高时，将凝汽器中多余的水排放至主厂房地沟中。

（二）杂用水回路

凝结水系统中还有部分凝结水经节流减压后提供给凝结水泵自密封水、凝汽器水幕喷水、低压缸减温水、中压旁路减温水、低压轴封蒸汽减温水、低压缸冷却蒸汽减温水，以及

各种与凝汽器相连的阀门的密封水等杂用水。

（三）凝汽器检漏回路

为了能及时发现凝汽器钛管的泄漏情况，从凝结水泵 A/B 进口管道引出凝结水至凝汽器检漏装置，检测凝结水的电导率以及钠离子含量，从而判断凝汽器钛管是否泄漏。

三、主要设备及技术参数

凝结水系统主要包括一台双程表面式凝汽器、两台 100% 容量的凝结水泵、一台轴封加热器、一台启动除氧器、一台凝汽器检漏装置，以及相关的管道、阀门、仪表等。

（一）凝汽器

凝汽器的主要作用是在蒸汽轮机的排汽室外建立并维持真空，同时将蒸汽轮机的排汽凝结成水，再重新加热升压作为锅炉循环使用。凝汽器还有除氧的功能。另外，凝汽器又接收机组启停时旁路系统排出的蒸汽及热力系统各种疏放水，并回收热量和减少工质损失。

凝汽器分为空气冷却式和水冷却式两种，分别被称为空冷式凝汽器和水冷式凝汽器。惠州 LNG 电厂使用的是海水冷却的水冷式凝汽器。用水做冷却介质时，凝汽器的传热系数高，在保持洁净的和含氧量极小的凝结水的条件下，获得和保持高真空。它是现代电站蒸汽轮机装置中采用的主要型式，只有严重缺水地区的电站，才用空气冷却凝汽器。

凝汽器是一种带分离水室的单壳双通道结构。凝汽器按结构来说，由凝汽器壳体、凝汽器喉部、凝汽器内部扶梯、喉部膨胀节、凝汽器支座等组成。凝汽器壳体主要由壳体、端管板与接颈、前水室、后水室、挡水板、阳极保护、壳体管路、壳体喉部人孔组成，如图 6-24 所示。凝汽器喉部由喉部接颈、喉部、人孔、喉部管道组成。

凝汽器、热水井和水室均由碳钢制成。每个水室的内表面都衬有 3mm 厚的橡胶，并配有消耗阳极通过电化学反应减少水室的腐蚀。凝汽器和水室配有进出人孔。凝汽器循环水侧采用钛管和钛包覆的碳钢管板。凝汽器内部设置有多孔的配水管和挡板以便接收和扩散疏水、蒸汽旁路和再循环的流量。

凝汽器设置了补水管道，除盐水通过凝汽器补水主路和旁路补充进凝汽器中，补充联合循环中的汽水损失，维持凝汽器的热井水位。

M701F3 型联合循环机组凝汽器是表面冷却的水冷式凝汽器（见图 6-24），设计热负荷大约 820×10^6kJ/h，设计绝对压力为 7.33kPa，循环水量为 24970m^3/h，循环水入口温度为 29.0℃，循环水出口温度为 37.1℃，长宽高为 14.5m×6m×9.4m。

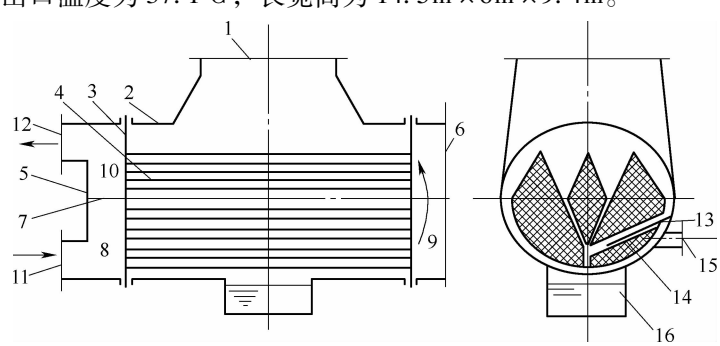


图 6-24　表面式凝汽器构造简图

1—排汽进口　2—凝汽器外壳　3—管板　4—冷却水管　5、6—水室的端盖　7—水室隔板　8、9、10—水室　11—冷却水进口　12—冷却水出口　13—挡板　14—空气冷却区　15—空气抽出口　16—热水井

（二）凝结水泵

M701F3 型联合循环机组每台机设有两台凝结水泵，正常运行时，一运一备。凝结水泵采用上海 KSB 公司的筒袋型立式多级离心泵，型号为 NLT300－400×7，叶轮级数 7 级，联轴器传递功率为 630kW，采用 1 个可倾瓦块式推力轴承和 1 个导向轴承，轴承密封水采用除盐水（或凝结水），密封水压力为 0.2～0.4MPa 左右。额定工况下，泵扬程为 312mH_2O，流量为 412t/h，泵转速为 1480r/min，轴功率为 447kW，效率为 78%。

凝结水泵电动机采用上海电机厂的 Y 型立式空-水冷型电动机，型号为 YLKS450-4，额定电压为 6kV，额定电流为 70.5A，功率为 630kW，采用立式电动机滚动轴承。

凝结水泵由转子（叶轮、轴、联轴器、轴套等）、定子（底座、导向轴承支座、推力轴承、筒体、导叶等）、出水壳体、吸入室等组成，如图 6-25 所示。工作部分用多级叶轮同向排列构成的泵转子和在其外围形成导流空间的导流壳共同组成。泵筒体是由钢板卷焊制成的，用以构成双层壳体泵的外层压力腔，正常工作时腔内处于负压状态。为使凝结水泵具有良好的抗汽蚀性能，首级叶轮采用双吸结构，加前置诱导轮，具体结构如图 6-26 所示。

凝结水泵设置了平衡管来抽取凝结水系统内夹带的空气，以保护凝结水泵的运行，该平衡管道从凝结水泵外壳上部引出接到凝汽器上高于热井水位之处。

惠州 LNG 电厂凝结水泵 A 加装了变频器，使用变频运行方式。凝结水泵 B 一般为工频备用。

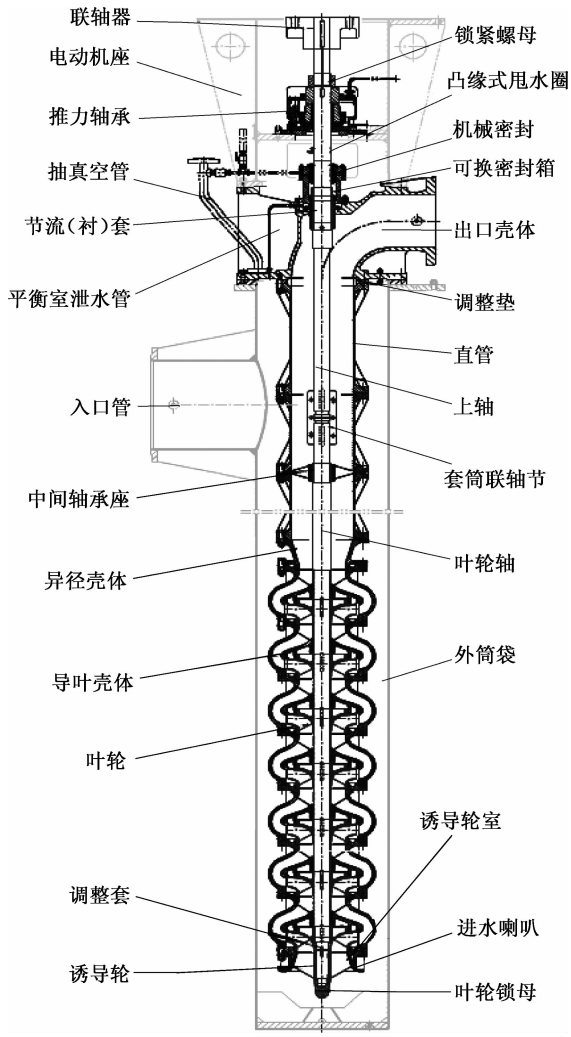


图 6-25　凝结水泵结构图

（三）轴封加热器

轴封加热器的作用是利用凝结水泵出口的凝结水冷却轴封漏汽，使其凝结。轴封加热器在回收蒸汽轮机轴封漏汽的同时，也加热了凝结水，提高了循环热效率。轴封加热器是一种管壳式热交换器，凝结水在加热器管内流动，蒸汽则在壳侧。在冷凝过程中，不可凝结的气体被释放出来，由轴抽风机抽出排空，疏水自动排放回收至凝汽器。

（四）启动除氧器

惠州 LNG 电厂凝结水系统每台机组设一台立式布置启动除氧器，采用喷雾、填料式、立式结构，设计压力为 1.0MPa，设计温度为 320℃，额定出力为 85t/h，工作压力为 0.0346MPa，加热蒸汽压力为 0.8MPa，加热蒸汽温度为 300℃，加热蒸汽流量为 3～6t/h。

在机组启动时工作，并保证启动过程中进入低压省煤器的给水含氧量不高于40ppb[㊀]。除氧方式为真空热力除氧。

凝结水经轴封冷却器、凝结水再循环管路进入启动除氧器，经过除氧后的凝结水进入凝汽器，除氧循环持续进行，直到凝结水含氧量达到标准。

除氧器的加热蒸汽来自辅助蒸汽系统。除氧器的排气管接至凝汽器，通过凝汽器的抽真空系统将不凝结气体抽出，实现热力除氧。

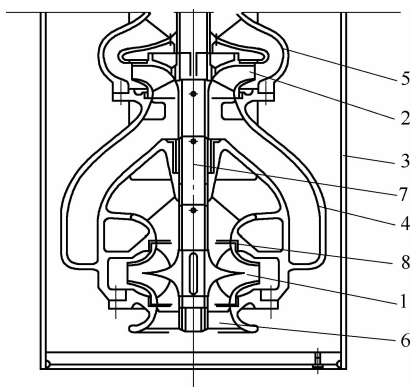


图6-26　首级叶轮双吸结构
1—首级叶轮　2—次级（标准）叶轮　3—外筒体　4—首级涡壳体　5—导叶壳体　6—进水喇叭　7—轴　8—口环

（五）凝汽器检漏装置

惠州LNG电厂采用NJL－1C型凝汽器检漏装置，保证及时发现凝汽器钛管海水泄漏情况。通过离子交换树脂检测凝结水泵进口管道中凝结水的电导率，来检查凝汽器钛管是否存在泄漏。同时，还在检漏装置上加装了HGY2068型在线钠离子分析仪，这样可连续测定凝结水中的微量钠离子含量。

（六）运行及技术参数

凝结水系统主要运行及限额参数如下：

1）凝汽器水位，正常水位为0mm，低报警值为－75mm，低低报警值为－150mm，高报警值为75mm。

2）凝结水泵入口滤网差压高报警值为0.015MPa。

3）凝结水母管压力，正常为3.3MPa（工频）/1.5MPa（变频）；低报警值为2.2MPa（工频）MPa/1.1MPa（变频），当出现低报警值时联启备用凝结水泵。

4）凝结水泵温度限制，电动机绕组温度高报警为110℃，高高报警为140℃；推力轴承和上下轴承温度高报警为75℃，高高报警为85℃（跳泵）。

5）凝结水泵电动机、轴承冷却水压力约为0.20MPa。

6）凝结水泵机械密封水压力不低于0.20MPa。

7）凝结水杂用水压力为0.7～1.0MPa。

8）凝结水品质，含氧量＜15μg/L，电导率（25℃）＜0.3μs/cm，Na^+含量＜10ppb。

四、系统的运行维护

（一）凝结水系统的投运

1. 启动前的检查与准备

在余热锅炉需要上水或者凝汽器需要抽真空时，凝结水系统应启动。凝结水系统启动前，必须确认闭式冷却水系统已投运为凝结水泵提供冷却水，凝汽器水位正常及补水正常，凝结水水质合格，并对系统进行如下相关的检查和准备：

1）确认系统管道上各阀门状态正常；相关控制电源、仪表电源正常；各表计投入在线，显示正常。

2）检查确认凝结水泵电动机绝缘正常，电动机加热器已退出。

㊀ ppb：parts per billion，$1ppb = 1 \times 10^{-10}$。

3）检查确认凝汽器液位正常，凝汽器补水正常，化水车间除盐水蓄水量充足。

4）检查确认凝结水泵机械密封水由除盐水供应，压力正常。

2. 系统的启动

确认以上正常后，可以启动凝结水系统，凝结水系统启动操作如下：

1）开启凝结水泵出口母管排空一次阀、二次阀。

2）检查确认关闭凝结水至余热锅炉给水电动阀。

3）检查确认开启凝结水泵 A、B 进口阀。

4）检查确认关闭凝结水泵 A、B 出口阀，并投“自动”。

5）检查确认凝结水泵启动条件满足。

6）根据需要启动一台工频或者变频的凝结水泵，检查确认凝结水泵运行正常。

7）凝结水泵出口母管排空完毕后，关闭凝结水出口母管排空一次阀、二次阀。

8）将凝结水泵机械密封水由除盐水切换至凝结水出口母管凝结水供应。

9）将备用凝结水泵投“自动”备用。

10）全面检查确认凝结水系统相关设备及参数正常。

11）投运凝汽器检漏装置，确认凝结水水质合格。

如果余热锅炉低压系统需要上水，应先适当开启凝结水至余热锅炉旁路阀，待低压给水压力升至与凝结水母管压力一致后，再开启凝结水至余热锅炉电动阀，关闭凝结水至余热锅炉旁路阀。

（二）凝结水系统的运行监视

机组满负荷运行时，一旦发生凝结水泵跳闸，低压汽包水位只能维持 5min 左右，低压汽包将会缺水，机组自动跳闸，因此凝结水泵系统的安全运行非常重要，应当严密监控避免凝结水系统故障停运。

对于凝汽器，重点监视以下方面：

1）水位正常，机组正常运行中应维持凝汽器水位在正常水位附近，禁止凝汽器水位顶表运行超过 10min；凝汽器不频繁补水，确认补水量合适；凝汽器水位计就地与远方读数一致。

2）凝结水品质合格，凝汽器凝结水电导率、钠含量合格；查凝汽器凝结水温度正常。

对于凝结水泵，重点监视以下方面：

1）凝结水泵无异响、异味，盘根密封、振动、电动机电流、轴承和绕组温度均正常。

2）凝结水泵轴承油位正常、油质合格。

3）凝结水泵出口母管压力和流量正常。

4）凝结水泵电动机、轴承冷却水压力正常。

5）凝结水泵机械密封水压力正常，机械密封处无明显漏水。

6）凝结水泵进口滤网差压小于 0.015MPa。

7）凝结水泵出口母管含氧量合格。

其他方面，需检查确认凝结水系统无泄漏，杂项用水母管压力正常。

（三）凝结水系统相关控制逻辑

1. 凝结水泵允许启动条件

凝结水泵进口电动阀全开，且凝结水泵出口电动阀全关或者另外一台泵运行，且凝汽器水位高于 -75mm。

2. 凝结水泵跳闸保护条件

凝结水泵运行后，出口电动阀在关闭位置延时 20s。

凝结水泵运行后，入口电动阀未全开延时 1s。

凝汽器水位低低（ -150mm）延时 5s。

凝结水泵电动机电气保护动作。

3. 凝汽器低真空保护条件

当凝汽器真空低于 -56kPa 或两台凝结水泵都不运行或者循环水运行方式不正常㊀时，凝汽器低真空保护动作。凝汽器低真空保护动作后，除了高、中、低压进汽管的疏水气动阀外，其他所有排汽和疏水至凝汽器、启动除氧器的电动阀、气动阀都会关闭。

（四）凝结水系统的停运

机组在正常运行及维持真空备用期间，凝结水系统均不能停运。只有当机组破坏真空后，凝结水系统才具备停运条件。凝结水系统停运操作如下：

1）确认余热锅炉低压系统上水结束后，关闭凝结水至余热锅炉电动阀。

2）确认凝汽器低压缸排汽温度低于 60℃，且呈下降趋势。

3）确认无其他凝结水用户后，退出备用凝结水泵自动备用。

4）停运凝结水泵，检查凝结水泵出口电动阀自动关闭，凝结水再循环流量调节阀自动关闭。

5）关闭凝结水泵自密封水母管手动阀。

6）投入凝结水泵电加热器。

7）如果循环水系统也退出运行，则停运凝汽器检漏装置。

（五）凝汽器灌水查漏

在机组进行大小修后或者机组每正常运行 3 个月，应进行凝汽器灌水查漏工作，其目的是对凝汽器相关设备及凝汽器钛管是否泄漏、抽真空管处是否有泄漏进行检查，以保证机组安全运行。另外，一旦凝结水电导率及钠离子含量超标严重，也应立即停运机组进行凝汽器灌水查漏工作，查找凝汽器海水泄漏点，进行堵漏。凝汽器灌水查漏是一种常用的快速并简单查找凝汽器泄漏的办法。

凝汽器灌水查漏工作，在机组停运下进行，同时要求机组循环水系统、辅汽系统、轴封系统、凝结水系统、真空系统等在停运状态。凝汽器灌水查漏使用除盐水，需把整个凝结水侧和凝汽器相连的阀门均关闭。

1. 灌水前检查及隔离操作

1）将凝结水泵、真空泵、循环水泵拉电隔离。

2）隔离机组循环水系统，开启相应放水阀，将凝汽器中的循环水全部放光。

3）关闭凝结水泵 A、B 的进口电动阀、泵体抽真空阀。

4）关闭真空泵 A、B 进口手动阀。

5）关闭轴抽风机 A、B 进口手动阀、轴封疏水管道至凝汽器 U 形管前手动阀。

6）关闭真空破坏阀。

7）关闭凝汽器蒸汽侧所有蒸汽管道至凝汽器的阀门。

8）接好临时水位计。

㊀ 循环水运行方式不正常，是指循环水母管制运行时，机组循环水中断。

2. 灌水查漏

以上准备完毕后，开启凝汽器补水阀，使用除盐水对凝汽器蒸汽侧进行灌水。在灌水过程中，运行人员应监视水位缓慢上升，并加强巡视；发现泄漏立即停止灌水，并通知检修人员进行处理，处理完毕后才可继续灌水。灌水淹没凝汽器喉部膨胀节约 10m 时停止灌水，稳定 24h 后，全面检查凝汽器是否存在泄漏。灌水查漏重点检查部位如下：

1）与凝汽器相连部位的法兰及阀门，包括主蒸汽、再热蒸汽的疏水阀，进汽管道的疏水阀等。

2）凝结水泵入口管道法兰。

3）真空系统进口管道、阀门及凝汽器中抽真空管道。

4）凝汽器本体焊口及与凝汽器蒸汽侧相连的各个阀门、法兰。

5）凝汽器钛管渗漏情况。

3. 放水及系统恢复

1）灌水查漏工作结束后，确认凝汽器集水坑排污泵工作正常，必要时增加临时排污泵。

2）开启凝汽器蒸汽侧底部放水阀，进行放水。

3）放水过程中，确定凝汽器集水坑水位在正常范围内，避免水淹厂房。

4）待凝汽器水位正常后，关闭凝汽器放水。

5）解除凝汽器灌水查漏隔离措施，恢复系统正常。

4. 注意事项

1）严密监视凝汽器水位，严禁超出标准，严防蒸汽轮机进水。

2）灌水中发现凝汽器水位不增加或有漏水点应立即汇报值长，停止灌水，认真查找原因并及时处理。

3）凝汽器灌水接近喉部时，灌水速度一定要慢，要加强监视。

4）高水位查漏后，凝汽器放水完毕，机组与凝汽器相连系统所有疏水阀均应在全开，排放积水。

5）对查出的漏点由检修人员进行处理，必要时进行二次灌水检验。

五、系统运行优化及改造

（一）凝结水泵选型过大

M701F3 型联合循环机组凝结水直接作为低压给水，低压汽包压力最高只有 0.5MPa，但是设计选型的是 6kV 的凝结水泵转速 1480r/min，出口压力却有 3.3MPa，远远超过了低压汽包的压力值，那么节流损失及耗能非常大。现惠州 LNG 电厂将凝结水泵 A 进行了变频改造，将低压给水调节阀全开；凝结水泵出口压力为 1.5MPa 时，就已经能满足全部运行工况要求，节能效果显著。

（二）凝结水泵密封水改造

凝结水泵设计时，使用除盐水作为密封水。但是由于除盐水未进行除氧处理，因此导致凝结水含氧量一直不合格，长期在 50ppb 左右，而且相当于一直有除盐水补水进入凝汽器，导致正常运行时凝汽器水位不断升高。后来，惠州 LNG 电厂对凝结水泵密封水进行了改造，采用凝结水作为凝结水泵密封水，实现自密封，解决了上述问题，凝结水含氧量降至 10ppb 左右，大大提升了管道的防腐能力。

（三）凝结水系统溢流管设置不合理

凝结水系统溢流管直接连接至除盐水管道中，当凝汽器水位高发生溢流时，经过加药处理的凝结水进入除盐水箱中，导致除盐水的品质不合格，因此惠州 LNG 电厂一直未使用该溢流管道。

六、系统典型异常及处理

1. 凝结水泵跳闸

1）运行泵跳闸，备用泵应自动投入，否则手动投入。

2）备用泵不能投入，检查跳闸泵无明显故障，可启动一次跳闸泵。

3）凝结水泵 10min 内都不能启动，低压给水无法维持，应该立即停机。

2. 凝结水泵轴承温度高

1）切换至备用泵运行。

2）检查凝结水泵冷却水，确认冷却水压力、温度正常。

3）检查确认轴承润滑油位正常。

4）检查温度变送器是否正常工作。

3. 凝结水泵出口压力低

1）检查凝结水泵电动机电流，确认凝结水泵是否工作正常，必要时切至备用泵。

2）检查再循环阀流量调节阀及旁路阀是否误开或内漏，及时关闭或隔离。

3）检查压力变送器是否正常工作。

4）凝结水出口母管压力低于设定值时，备用泵自启动。

4. 凝汽器水位低

1）检查确认凝汽器补水主路调节阀已全开，否则手动开启补水，必要时开启旁路阀补水。

2）确认是否因负荷大幅下降引起的水位低。

3）确认是否因锅炉排污量过大引起的水位低。

4）立即到就地核对凝汽器水位。

5）检查凝结水系统是否有泄漏，或是否有疏水阀、排空阀误开。

6）检查凝结水流量是否与机组负荷、蒸汽流量相对应，若凝结水流量明显变大，则可能是锅炉侧有漏点。

7）在接近凝汽器水位低低报警并继续下降时，为防止凝结水泵跳闸，应全开凝汽器补水。在维持低压汽包水位的前提下，可以关小低压汽包给水调门。

5. 凝汽器水位高

1）检查凝汽器补水主路和旁路，确认是否有内漏。

2）确认是否因负荷大幅上升引起的水位高。

3）立即到就地核对凝汽器水位。

4）严密监视凝结水电导率、钠含量等参数，确认是否凝汽器泄漏。

5）严密注意机组真空变化。

6）凝汽器水位快至顶表值时，应通过加强锅炉排污，避免顶表。

6. 凝结水含氧量超标处理

1）若因凝汽器、凝结水系统漏空气，应查漏并消漏或堵漏。

2）若因凝结水泵机械密封水压调整不当而漏入空气，应将密封水压调整至正常值。
3）如因阀门水封不好，则检查阀门的水封是否完好。
4）若因仪表、压力变送器问题，联系热控处理。
5）必要时投入启动除氧器。

第七节　高、中压给水系统

一、系统概述

余热锅炉高、中压给水系统的作用是将来自低压汽包的加热水经高、中压省煤器送入高、中压汽包，时刻保证整个余热锅炉高中压汽水系统的水供应。高中压给水系统也提供中压主蒸汽集箱、再热器出口蒸汽集箱反冲洗水和高压主蒸汽集箱反冲洗水，在机组安装调试检修时对整个管道系统进行冲洗。另外，高中压给水系统还为高压过热器减温器、再热器减温器、高压旁路减温器提供减温水，保证余热锅炉蒸汽参数在正常范围内，是余热锅炉最重要的系统之一。

高中压给水系统最重要的设备就是 2 × 100% 容量的给水泵，一用一备。为了避免给水泵在低负荷时发生汽蚀，给水泵的高压出口设有最小流量管道以保证给水泵工作安全。

二、系统流程

M701F3 型联合循环机组给水系统较为简单，它的大致工作流程如下：低压汽包给水经由给水管道进入给水泵，给水经给水泵升压后分别由中压抽头和高压抽头向中压系统和高压系统供水。给水泵出口设置再循环阀回水至低压汽包，以保护给水泵低负荷运行时的安全。高压给水经高压给水管道流经高压给水阀组进入高压省煤器，另外高压出口管道还向高压过热器减温器和高压过热器主集箱反冲洗提供工作水。中压给水经中压管道直接送入中压省煤器后，再经中压给水阀组进入中压汽包系统。另外，中压给水管道出口还向高压旁路减温器、再热出口集箱、中压出口集箱反冲洗和再热器减温器提供工作水。其中，高压锅炉给水的调节和控制由给水操作台主路实现 30% ~100% 的流量调节及旁路实现 0 ~40% 的流量调节；中压锅炉给水的调节和控制由中压给水操作台实现，中压给水操作台设有主路 0 ~ 100% 全流量自动调节。与其他热力系统一样，整个给水系统还设置了必要的阀门及疏水排气系统。高中压给水系统如图 6-27 所示。

三、主要设备及技术参数

（一）给水泵

1. 给水泵的工作原理

M701F3 型联合循环机组给水泵为 KSB 公司生产的单吸节段式离心泵，型号为 HGC5/8。其原理是，在给水泵启动转子转动后，液体在叶轮的推动下做高速旋转运动，液面上各点的静压力与所在高度的半径的二次方成正比，抛物面的最低处压力最低，受离心力的作用叶轮外缘处的压力升高，在此压力的作用下，液体经泵出口被压出；与此同时，叶片中心位置的液体的压力下降，中心位置形成真空，当具有足够的真空时，液体在外界压力的作用下被吸入，这样液体就被源源不断的吸入和压出。

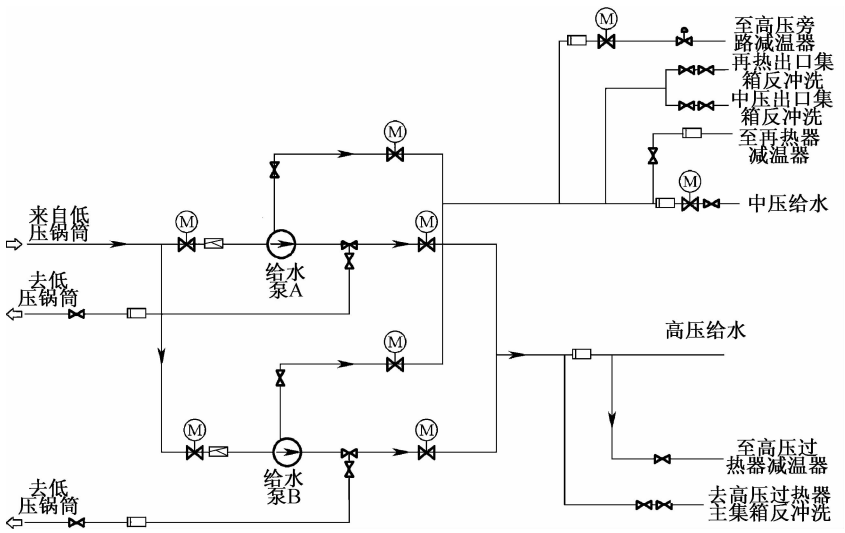


图 6-27　高中压给水系统图

2. 给水泵的结构

给水泵由转子、定子、平衡装置、轴承、机械密封装置、联轴器及泵的附件等组成，如图 6-28 所示。

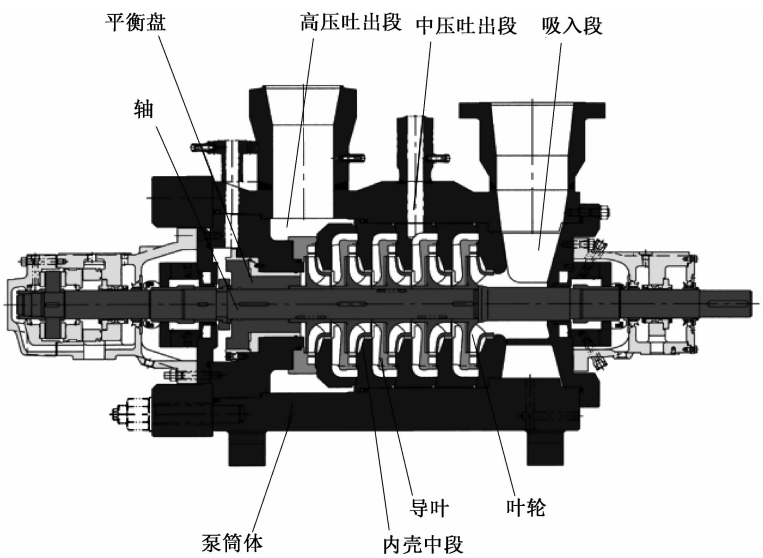


图 6-28　给水泵结构

（1）转子

主要由叶轮与轴组成，主要作用是将电动机的机械能传给液体，使液体的动能和压力提高。轴主要用来传递扭矩，叶轮用键固定在轴上，随轴一起旋转。

（2）平衡装置

给水泵每级叶轮两侧由于压力不同而产生一个由出口指向进口侧的轴向推力，轴向推力会使转子发生位移，动静部分发生摩擦，因此必须设平衡装置将轴向推力消除掉。惠州

LNG 电厂给水泵采用的是平衡盘平衡装置，主要由静平衡盘（平衡盘座、节流套）、动平衡盘、O 形圈等组成。静平衡盘装在出水段壳体内，动平衡盘固定在末级叶轮后面，随轴一起旋转，动平衡盘后，依次经挡套、分瓣环、定位座环固定。

（3）机械密封

给水泵的动、静之间有间隙存在，会使泵内水向外泄露，这些泄露一方面减少了泵的供水量，一方面也会干扰主流；若泵吸入端是真空，则外界空气漏入泵内，会严重危险到泵的安全运行。为了减少泄漏，一般在泵的动、静间隙处装有轴端密封装置（进、出口两端）。给水泵采用机械密封。其主要由弹簧座、弹簧、密封圈、动环、静环等部件组成。弹簧套、弹簧、动环和轴套安装成一体，通过轴套上的键随轴转动，静环装在泵壳上，动环和静环端面依靠弹簧形成密封面，动环密封圈用来防止液体轴向泄漏，静环密封圈封堵静环与泵壳间的泄漏，密封圈还可以吸收振动缓和冲击。动、静环间密封实质上是由动静两环间维持一层极薄的流体膜而起到的密封作用。流体膜还对动静环接触面起到润滑冷却作用。只依靠密封水冷却轴套和密封装置是不够的，还要引入冷却器将密封水冷却。

（4）轴承

给水泵轴两端分别安装一个径向轴承，用来支承转子。径向轴承水平中分，主要由轴承盖、轴瓦、轴承座等组成。轴承上下瓦用销子定位，迷宫型密封瓦和溅油环可以防止润滑油向外甩出，也防止水进入轴承。

（5）联轴器

其作用是传递转矩，将水泵与电动机连接起来，将电动机轴的转矩传递给水泵转子。给水泵采用齿轮型联轴器，其主要由两个具有外齿的半联轴器和两个具有内齿的外壳所组成，内外齿数相等。两个半联轴器分别与轴用键联接。两个外壳的内齿套在半联轴器的外齿上，并用螺栓将两个外壳联接在一起。

（6）冷却系统

给水泵冷却系统主要由轴承冷却系统和机械密封水冷却系统组成，它们采用冷却盘来冷却，冷却水都来自闭式水系统。

1）机械密封水冷却　冷却盘分内管和外管。内管嵌套在外管内，机械密封水来自泵体内压力水，循环通过冷却盘内管。冷却水通过冷却盘外管，原理如同水水交换器，冷却水通过热传递原理不断将密封水的热量带走。

2）轴承冷却系统　冷却盘浸入在润滑油中，冷却水循环通过冷却盘管，将油的热量不断带走，达到冷却目的。

（二）技术参数

M701F3 型联合循环机组高、中压给水系统设计及运行主要参数见表 6-4。

表 6-4　高、中压给水系统设计及运行主要参数

	设计工况	最大工况		设计工况	最大工况
高中压给水入口水温/℃	152. 8	154. 2	高压给水流量/(t/h)	277. 3	318. 7
给水泵进水压力/MPa	0. 683	0. 696	中压给水压力/MPa	6. 02	6. 26
中压给水流量/(t/h)	41. 7	50	高压给水压力/MPa	15	15. 6

四、系统的运行维护

（一）系统的投运

给水系统投运可以分为以下几个过程。

1. 给水系统的加药

在给水系统投运前，通知化学运行人员，告知机组给水系统准备投运，化学人员将根据运行规程做好给水系统加药准备，以期保证给水系统正常运行时的汽水品质符合要求。

2. 给水系统的检查及注水

在给水系统启动前，检查确认给水系统各设备处于备用状态，特别是给水系统各阀门状态正确。

为保证给水系统设备安全，在给水系统启动前须对给水系统进行注水，如果给水系统管道为空，给水系统启动时将对锅炉设备产生较大的冲击，有可能损坏给水管道设备，严重时甚至可能损坏给水泵组。具体的注水措施是，开启给水泵进出口电动阀及高中压给水调阀，让低压汽包的给水在水位高度差的作用注满整个高、中压给水管道，待检查到相关对空排气阀冒水后可判断给水系统注水完毕。

由于高、中压给水来自低压汽包，所有还需确认低压汽包的水位正常。

3. 给水泵组的启动

给水泵组启动应把握以下几点：

1）给水泵一用一备，满负荷运行时，一台给水泵满足要求，备用泵只在运行泵故障或者给水压力较低时投入运行，两台给水泵不能长期并列运行。

2）给水泵为惯性离心泵，给水泵启动时须闭阀（出口电动阀关闭）启动。

3）给水泵启动后，应检查系统设备及系统参数均在正常范围内。

（二）系统的运行监视及检查

高、中压给水系统启动后，为保证给水系统的正常运行，运行人员需重点监视如下内容：

1）检查确认给水泵无异响、异味，出口压力、盘根密封、振动、电动机电流、轴承和绕组温度等均正常。

2）检查确认给水泵电动机绕组温度小于 140℃。

3）检查确认给水泵各轴承振动正常、油位正常、油质合格，驱动端与非驱动端轴承温度小于 100℃，电动机轴承温度小于 100℃。

4）检查确认给水泵再循环阀工作正常，再循环流量正常。

5）检查确认给水泵冷却水压力、温度正常，冷却水回水温度小于 50℃。

6）检查确认备用给水泵无倒转。

7）检查确认高、中、低压给水水质合格。

8）检查确认高、中压给水调阀的状态及喷水减温调节阀的状态均正常。

9）检查确认高、中压给水的压力流量均正常。

10）检查确认系统无泄漏，系统管道无明显振动情况。

当以下情况发生时，应立即按事故按钮停止故障给水泵运行：

1）给水泵应自动跳闸，保护拒动。

2）泵组发生强烈振动，泵组内有明显的金属摩擦声。

3）泵组发生异常，危及人身及设备的安全。

4）给水泵冷却水中断。

5）系统管道发生破裂，泄漏严重。

6）电动机有焦味或冒烟着火。

（三）系统的联锁保护及控制逻辑

1. 给水泵的联锁保护

为了保护给水泵组设备的安全，当发生如下情况时，运行中给水泵将自动跳闸，备用给水泵自动启动：

1）给水泵驱动端或非驱动端轴承温度达100℃，电动机轴承温度达100℃。

2）给水泵的油温超过90℃。

3）给水泵进口压差高。

4）给水泵进口电动阀全关。

5）低压汽包水位低于－1290mm。

6）电气保护动作。

为了保证整个锅炉系统的安全，当发生以下情况时，备用给水泵自动启动，两台给水泵并列运行：当给水流量大增，给水泵出口管道压力下降至12.3MPa时，备用给水泵自动启动。此种情况一般是汽包水位发生变化，需要大量补水时发生。此时应快速调节水位至正常水位，停运备用给水泵，避免两台给水泵长时间并列运行。

当如下情况发生时，给水泵禁止启动：

1）给水泵进口阀关闭状态。

2）给水泵进口滤网差压高。

3）低压汽包水位低低。

2. 高、中压给水调阀的控制逻辑

高、中压给水调阀均有两种控制模式：单冲量控制模式和三冲量控制模式。在蒸汽流量较低时，给水调阀由单冲量控制模式来控制阀门的开度；当蒸汽的流量超过一定值时，给水调阀控制模式将由单冲量控制模式切换至三冲量控制模式。

高压给水调阀由高压给水调阀和高压给水旁路阀组成。高压给水旁路阀调节30%的给水流量。当给水调阀组指令由30%继续增大时，旁路阀将由最大开度50%迅速关至0%，给水旁路阀将切至给水调阀控制给水流量，高压给水调阀将快速开至25%后随负荷控制汽包水位。

五、高中压给水系统变频改造

为响应国家节能减排的号召，满足节能的要求，惠州LNG电厂对已运行的余热锅炉给水泵进行变频改造，并增加中压给水系统。改造方案是将原高、中压（定速）给水泵改造为变频调速高压给水泵，并增加单独的中压给水泵系统。锅炉中压给水泵设计为由低压锅筒取水，向锅炉中压锅筒连续供水，并向锅炉再热器及蒸汽轮机高压旁路提供减温水。中压给水泵采用380V电动机驱动，并选用变频调速和工频旁路两种方式运行，以优化系统结构，实现整个电厂的安全、可靠和经济运行。

1. 高压给水阀组的改造

为实现高压给水泵变频控制运行及节能考虑，高压给水阀组由以前的双调阀组改造为由

调阀和电动截止阀组成的阀组。

高压给水阀组控制逻辑大致可描述如下：

机组在启机阶段，电动截止阀关闭，给水流量由给水泵变频器和给水调阀控制，给水泵变频器输出先保持最小值，由给水调阀开度控制给水流量。当给水调阀达最大值时，变频器开始动作直至变频器输出至最大值。当机组负荷升至200MW后，给水电动阀开启，此时给水调阀和变频器均先减小后再开大，变频器先输出最小，给水调阀逐渐开大直至变频器和给水调阀均达最大值。

反之，当机组负荷下降，给水流量逐渐减小时，给水的控制过程描述如下：

200MW负荷以上时，给水电动阀全开，给水流量由变频器和给水调阀联合控制。当负荷低于200MW时，给水电动阀关闭，给水流量由给水调阀和变频器联合控制。在整个给水调节过程中，当给水流量由给水调阀和变频器联合控制时，优先保持变频器低值输出以节约能耗。

2. 增加中压给水系统

锅炉给水系统增加单独的中压给水系统，中压给水从高压给水进口管道取水经中压给水泵进入中压省煤器后进入中压汽包。中压给水给蒸汽轮机高旁减温水和中压锅炉集汽集箱反冲洗提供水源。增加的中压给水系统如图6-29所示。

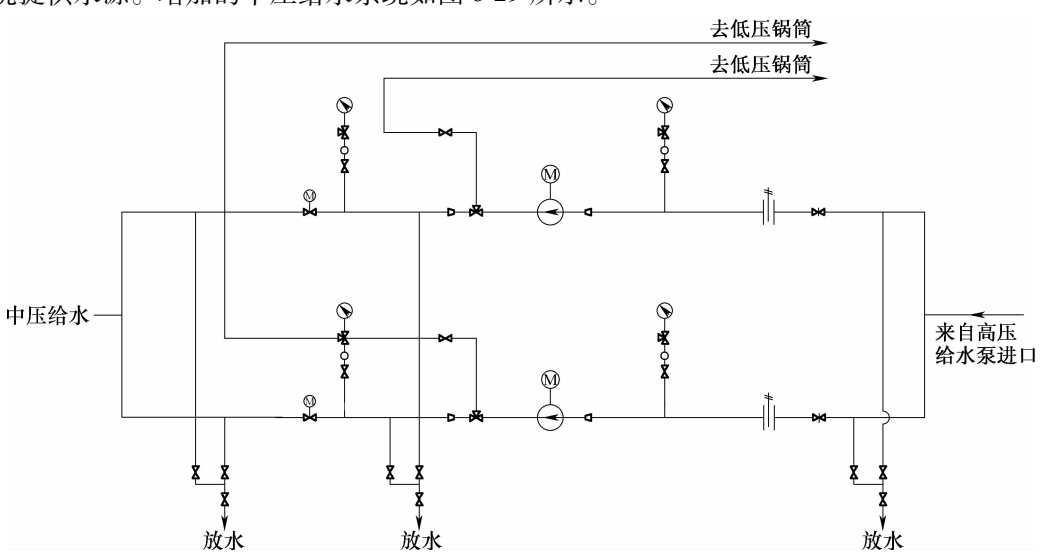


图6-29　中压给水系统

中压给水流量控制仍由原有的中压给水调阀和中压给水泵变频器联合控制实现。其控制过程可描述如下：

机组低负荷时，给水流量较小，给水泵变频器输出保持最小值，给水流量由中压给水调阀控制。随着负荷的上升，给水流量不断增加，给水调节阀将不断开大。当给水调阀达最大值时，给水泵变频器输出将不断开大直至最大值。反之，当机组负荷由较大值下降，给水流量不断减小时，中压给水调阀保持全开，中压给水泵变频器输出不断减小。当变频器输出至最小值时，给水流量由中压给水调阀控制。

3. 给水泵变频改造方案

惠州LNG电厂高压给水泵变频改造的电气一次接线方案如下：

每台机组的两台给水泵共用一台变频器控制，采用“一拖二加旁路”的方式。即一台变频器分别拖动两台给水泵，同时考虑其可靠性和变频器检修隔离方便，变频装置进出线、旁路刀开关均采用手动方式，原来供高压给水泵工频运行的6kV电源开关不变。

增加的中压给水泵变频系统的电气一次接线方案如下：

每台机组的两台给水泵每台电机各设置一台变频器，采用“一拖一”的方式。同样考虑中压给水泵的可靠性和变频器检修隔离方便，变频装置进出线、旁路刀开关均采用手动方式，中压给水泵电动机由机组工作段A、B段的备用开关取电。

图6-30给出了变频改造后高压给水泵电气一次接线图（中压给水泵系统两台泵各设置一台变频器，其他相似）。

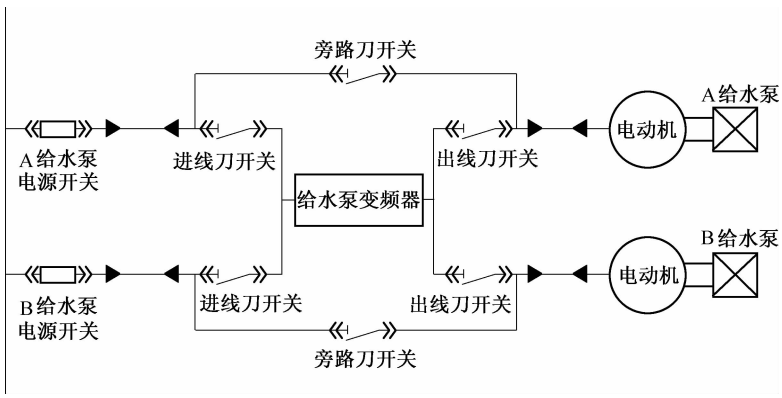


图6-30　变频改造后高压给水泵电气一次接线图

4. 给水泵变频改造预估效果

根据对已实施的给水变频改造方案的效能评估，变频改造后能实现年节能500万元左右，一年半后收回投资，节能降耗效果良好。

六、系统典型异常及处理

1. 给水泵的气蚀

（1）现象

进口压力下降并摆动；电流下降并摆动；给水流量下降并摆动；泵内产生不正常的噪音和振动。

（2）可能原因

低压汽包压力降低或汽包水位过低，使得给水泵入口压力低于饱和压力；给水泵进口滤网堵塞；给水流量突然大量减少，再循环阀故障不能开启。

（3）处理方法

发现给水泵汽蚀，立即检查余热锅炉的低压系统，保证低压汽包压力稳定及水位正常，否则停止给水泵；给水泵汽蚀严重时，应切换至备用泵运行，停泵后进行充水排气。

2. 高压给水调阀卡涩

（1）现象

高压汽包水位持续下降，给水流量小于蒸汽流量，差值不断拉大；DCS 上发水位报警；给水调阀开度异常，实际开度与指令相差较大并保持不动。

（2）可能原因

给水调阀气源失去，给水调阀无法动作；给水调阀阀杆卡涩或阀杆脱落。

（3）处理方法

立即稳定负荷，退出机组 ALR 或者 AGC；将给水调阀切至手动位置，通过手动来开关调阀看是否有卡涩现象，立即派人现场确认查看气源，如气源被误关，立即恢复气源，使调阀恢复正常；就地检查如果是阀门严重卡涩，无法短期内处理，应做停机处理；如果给水调阀卡在半开位，可根据负荷与给水流量对应关系，调节负荷大小，使汽包水位基本能维持，联系检修在线处理卡涩情况，并做好机组停机准备。

第八节　主蒸汽系统

一、系统概述

主蒸汽系统是指，从锅炉过热器（包括高、低压过热器）和再热器联箱出口至蒸汽轮机主汽阀进口的蒸汽管道、阀门、疏水管、热工测量元件等组成的工作系统。主蒸汽系统的功能是将余热锅炉产生的蒸汽输送给蒸汽轮机做功，在余热锅炉里产生的蒸汽有高、中、低三个压力等级，分别进入蒸汽轮机的高压缸、中压缸和低压缸做功。

为了便于机组启停、事故处理及特殊要求的运行方式，解决低负荷运行时蒸汽轮机与余热锅炉特性不匹配的矛盾，在高、中、低压主蒸汽系统上均设置了旁路系统。所谓的旁路系统是指，锅炉所产生的蒸汽在来到蒸汽轮机主汽阀前，部分或全部绕过蒸汽轮机，通过旁路阀后直接排入冷再管道（高旁系统）和凝汽器（中、低旁系统）的系统。

旁路系统的主要作用包括：

（1）缩短启动时间，改善启动条件，延长蒸汽轮机寿命

蒸汽轮机采用滑参数启停方式，在机组的启停阶段，蒸汽轮机主汽阀前的蒸汽参数是随着燃气轮机、锅炉负荷的变化而变化的。采用了旁路系统，就可在一定程度上调节蒸汽参数，以适应蒸汽缸温度的要求，从而加快启动速度，缩短启动时间。蒸汽轮机启动过程中金属温度变化幅度和变化率越小，蒸汽轮机的寿命损耗系数越小。显然，设置旁路系统能满足机组启停时对蒸汽温度的要求，故可降低蒸汽轮机寿命损耗系数，延长蒸汽轮机寿命。

（2）协调作用

协调余热锅炉和蒸汽轮机间在启停或特殊工况下由于热容量、热惯性不同，对蒸汽流量响应速度不一致造成的差异，使机组能适应频繁启停和快速升降负荷，并将机组压力部件的热应力控制在合适的范围内。

（3）保护锅炉受热面

在机组启停或甩负荷工况下，经旁路系统保持锅炉始终有一定的蒸汽流量，防止锅炉受热面干烧，起到保护锅炉受热面的作用。

（4）回收工质、热量和消除噪声污染

机组启、停和甩负荷等特殊工况，蒸汽轮机仅需低压缸冷却蒸汽维持运行，但锅炉依然会产生大量多余的蒸汽，若直接将这些蒸汽排入大气，不仅会造成大量的工质损失和热损

失，而且会产生严重的排汽噪声，污染环境。设置旁路系统则可达到既回收工质又保护环境的目的。

（5）防止锅炉超压，减少锅炉安全门动作次数：在机组突然甩负荷（全部或部分负荷）时，旁路快开，维持系统压力稳定，改变此时锅炉运行的安全性，减少甚至避免安全阀动作。

二、系统流程

下面介绍主蒸汽系统（见图 6-31）。

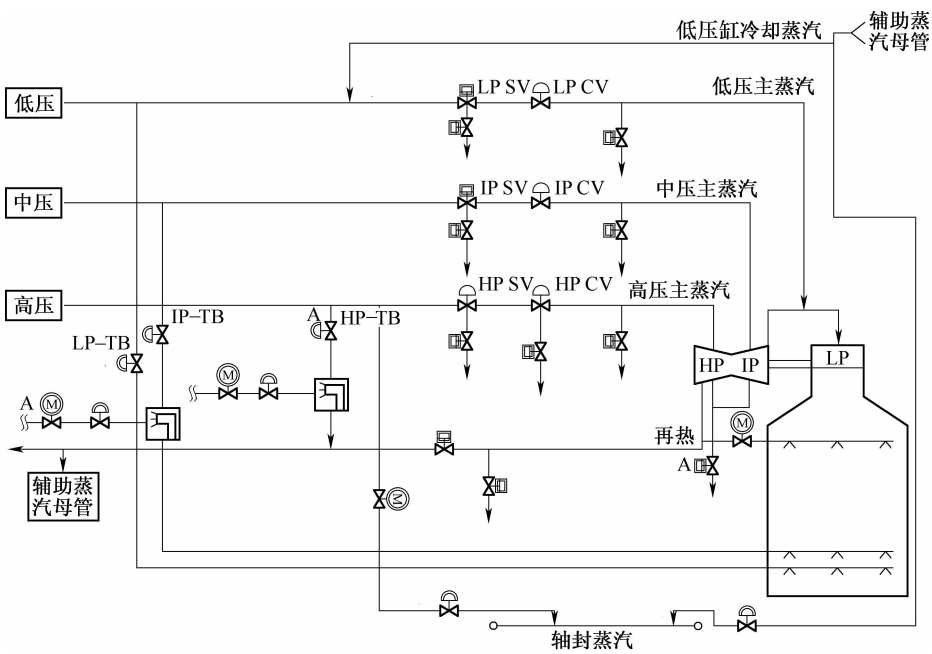


图 6-31　主蒸汽系统简图

LP－TB—低压旁路阀　IP－TB—中压旁路阀　HP－TB—高压旁路阀

LP SV—低压主汽阀　IP SV—中压主汽阀　HP SV—高压主汽阀

LP CV—低压主调节阀　IP CV—中压主调节阀　HP CV—高压主调节阀

1. 高压主蒸汽

余热锅炉产生的高压主蒸汽通过高压主蒸汽管道、高压主汽阀和高压调阀后进入蒸汽轮机高压缸。高压蒸汽流过蒸汽轮机的喷嘴和动叶后，压力和温度降低，将高压蒸汽的热能转变为机械能，蒸汽从高压缸排出，进入冷再管道。

2. 中压主蒸汽

蒸汽轮机高压缸的排汽与余热锅炉中压过热蒸汽汇合后，依次流过余热锅炉再热器 1、再热器 2 后，成为高温再热蒸汽，通过再热主蒸汽管道、中压主汽阀和中压调阀后进入蒸汽轮机中压缸。蒸汽流过蒸汽轮机中压缸的喷嘴和动叶后，压力和温度继续降低，将蒸汽的热能转变为机械能，并通过连通管进入低压缸。

3. 低压主蒸汽

蒸汽轮机中压缸排汽与余热锅炉低压过热蒸汽汇合后，通过低压主蒸汽管道、低压主汽阀和低压调阀后进入蒸汽轮机低压缸。蒸汽流过蒸汽轮机的喷嘴和动叶后，压力和温度进一步降低，将蒸汽的热能转变为机械能，做功完成后的乏汽排至凝汽器。

三、系统组成及技术参数

（一）高压主蒸汽系统

高压主蒸汽系统通过一根高压主蒸汽管道将余热锅炉产生的高温高压蒸汽从高压过热器出口送到蒸汽轮机高压缸的入口。沿蒸汽管道方向设置了膨胀监视、就地压力表、温度计、压力变送器、温度变送器、流量孔板、高压主汽阀、高压调阀等设备，用以对系统的工作情况进行监视和控制。高压主蒸汽管道上还安装有高压旁路支管、高压主蒸汽供轴封蒸汽支管和疏水管道及相应的阀门，以及热工仪表等设备。

高压主汽阀由弹簧关闭，靠控制油推动油动机活塞开启。其主要作用是在蒸汽轮机故障或甩负荷时，迅速切断进入蒸汽轮机的主蒸汽。蒸汽轮机正常停机时，主汽阀也用于切断主蒸汽，防止水或主蒸汽管道中其他杂物进入蒸汽轮机。高压调阀安装在高压主汽阀后，也是由弹簧关闭，靠控制油推动油动机活塞开启；用于调节进入蒸汽轮机高压缸的蒸汽流量，以适应机组负荷变化的需要。蒸汽轮机的高压主汽阀具有可靠的严密性，因此高压主蒸汽管道上不装设电动隔离门。这样，既减少了主蒸汽管道上的压损，又提高了可靠性，减少了运行维护费用。

高压主蒸汽系统的热工仪表主要有：

2 个位于高压主汽阀上游的压力变送器，用以监视高压主汽阀前的蒸汽压力；

1 个位于高压主汽阀上游的温度变送器，用以监视高压主汽阀前的蒸汽温度，并作为机组启动阶段高压主蒸汽温度和蒸汽轮机高压缸进口金属温度之间是否匹配的判断依据；

1 个位于高压主蒸汽管道上的蒸汽流量变送器，用以监视高压主蒸汽的流量。

（二）冷再蒸汽系统

冷再蒸汽系统通过一根管道将蒸汽轮机高压缸排汽送到余热锅炉，与来自中压过热器出口的中压主蒸汽混合后进入再热器。沿蒸汽管道方向设置了膨胀监视、就地压力表、温度计、压力变送器、温度变送器、高压缸通风阀、冷再逆止阀等设备。冷再蒸汽管道上还安装有来自高压主蒸汽的高压旁路支管、与凝汽器相连通的高中压缸通风管道、疏水管道和相应的阀门，以及热工仪表等设备。

冷再蒸汽主管道上安装的冷再逆止阀，其主要作用是防止高压旁路运行期间其排汽倒流入蒸汽轮机高压缸，引起蒸汽轮机超速，气动控制能够保证该阀门动作可靠迅速。蒸汽轮机高压缸排汽与凝汽器相连通的高压缸通风管道上安装有高压缸通风阀，为电动控制，在启动和停机过程中开启，用以降低鼓风摩擦产生的热量，防止高压缸排汽温度过高。在冷再逆止阀前，还安装有一条疏水管和相应疏水阀，用以将高压缸排汽管道至冷再逆止阀之间的疏水排到凝汽器。

冷再蒸汽系统的热工仪表主要有：

1 个位于高压缸排汽管道上的压力变送器，用以监视蒸汽轮机高压缸的排汽压力；

1 个位于高压缸排汽管道上的温度变送器，用以监视蒸汽轮机高压缸的排汽温度。

（三）再热蒸汽系统

再热蒸汽系统是指从余热锅炉再热蒸汽集箱出口至蒸汽轮机中压缸进汽口的管道、阀门、疏水管，以及热工仪表等设备组成的工作系统。它通过一根管道，将来自余热锅炉再热蒸汽集箱的再热蒸汽送至蒸汽轮机中压缸入口。沿蒸汽管道方向设置了膨胀监视、就地压力表、温度计、压力变送器、温度变送器、流量孔板、中压主汽阀、中压调阀等设备，用以对系统的工作情况进行监视和控制。再热蒸汽管道上还安装有中压旁路支管，在机组启停阶段将部分再热蒸汽直接通入凝汽器、疏水管道及相应的阀门，热工仪表等设备。

中压主汽阀是摇板式止回类蝶阀，它只有全开和全关两个位置，不具有调节功能，由控制油驱动。在阀碟两侧装有联通装置，平衡阀碟两侧的蒸汽压力，以降低打开阀碟的驱动力。中压主调阀的进汽口与中压主汽阀的出口连成一体，其出汽管的连接口位于阀体的底部，通过中压进汽管与蒸汽轮机中压缸进汽套管焊接而连成一体。

再热蒸汽系统的热工仪表主要有：

2 个位于中压主汽阀上游的压力变送器，用以监视中压主汽阀前的蒸汽压力；

1 个位于中压主汽阀上游的温度变送器，用以监视中压主汽阀前的蒸汽温度，并作为机组启动阶段中压主蒸汽温度和蒸汽轮机中压缸进口金属温度之间是否匹配的判断依据；

1 个位于再热主蒸汽管道上的蒸汽流量变送器，用以监视中压主蒸汽的流量。

（四）低压主蒸汽系统

低压主蒸汽系统是指，从余热锅炉低压过热器集箱出口至蒸汽轮机低压缸进汽口的管道、阀门、疏水管等设备，以及热工仪表组成的工作系统。它通过一根管道将来自余热锅炉低压过热蒸汽集箱的低压主蒸汽送至蒸汽轮机低压缸入口。低压主蒸汽管道上还安装有低压缸冷却蒸汽管道和低压旁路管道及相应的阀门，以及热工仪表等设备。低压缸冷却蒸汽管道的作用是在机组启动阶段，为蒸汽轮机低压缸提供压力、温度合适的冷却蒸汽，防止蒸汽轮机低压缸叶片超温。为了便于低压缸冷却蒸汽和低压主蒸汽的切换，两条蒸汽管道上都安装有电动隔离阀。

低压主汽阀和中压主汽阀一样，也是摇板式止回类蝶阀，只有全开和全关两个位置，不具有调节功能，由控制油驱动。在阀碟两侧装有联通装置，平衡阀碟两侧的蒸汽压力，以降低打开阀碟的驱动力。低压调阀安装在低压主汽阀后，也是由弹簧关闭，靠控制油推动油动机活塞开启，用于调节进入蒸汽轮机低压缸的蒸汽流量。

低压主蒸汽系统的热工仪表主要有：

2 个位于低压主汽阀上游的压力变送器，用以监视低压主汽阀前的蒸汽压力；

1 个位于低压主汽阀上游的温度变送器，用以监视低压主汽阀前的蒸汽温度；

1 个位于低压主蒸汽管道上的蒸汽流量变送器，用以监视低压主蒸汽的流量。

（五）高压旁路系统

高压旁路系统主要包括一条 100% 容量的高压旁路管道和相配套的高压旁路阀、减温装置等。高压旁路系统，在机组启停以及蒸汽轮机跳闸的过程中，控制高压主汽阀前的蒸汽压力，高压主蒸汽经高压旁路阀调节压力和温度后，送至冷再蒸汽管道。为了使高压主蒸汽经高压旁路后降至合适的温度，高压旁路阀还安装了蒸汽减温装置，减温水来自给水泵中间抽头，通过调节减温水流量，控制高压旁路阀出口的蒸汽温度。高压旁路喷水减温阀的温度设定值为 396℃（默认设定温度为冷再运行温度）。

高压旁路系统的热工仪表主要有：

1 个位于高压旁路阀下游的压力变送器，用以监视高压旁路阀后的蒸汽压力；

1 个位于高压旁路阀下游的温度变送器，用于监视高压旁路阀后的蒸汽压力温度，并作为高旁减温水调节阀的控制信号；

1 个位于高旁减温水隔离阀上游的减温水流量变送器，用以监视高旁减温水的流量；

1 个位于高旁减温水隔离阀上游的减温水压力变送器，用以监视高旁减温水的压力。

（六）中压旁路系统

中压旁路系统主要包括一条 100% 容量的中压旁路管道和相配套的中压旁路阀、减温装置等。与高压旁路系统的作用基本一致，不同的是中压主蒸汽经中压旁路阀调节压力和温度后直接排至凝汽器。为了使中压旁路蒸汽的参数与凝汽器的设计参数相匹配，中压旁路阀也设置了减温装置，减温水来自凝结水泵出口的凝结水。通过调节喷水流量，控制蒸汽轮机中压旁路阀出口的蒸汽温度，中压旁路喷水减温阀的温度设定为 180℃。

中压旁路系统的热工仪表主要有：

1 个位于中压旁路阀下游的压力变送器，用以监视中压旁路阀后的蒸汽压力；

1 个位于中压旁路阀下游的温度变送器，用以监视中压旁路阀后的蒸汽温度，并作为中压旁路减温水调节阀的控制信号；

1 个位于中压旁路减温水隔离阀上游的减温水流量变送器，用以监视中压旁路减温水的流量；

1 个位于中压旁路减温水隔离阀上游的减温水压力变送器，用以监视中压旁路减温水的压力。

（七）低压旁路系统

低压旁路系统主要包括一条 100% 容量的低压旁路管道和相配套的低压旁路阀。与中压旁路系统的作用基本一致，低压主蒸汽经低压旁路阀调节压力后直接排至凝汽器。不同的是，由于低压主蒸汽的参数本身就比较低，在凝汽器的设计允许温度范围之内，低压旁路管道至凝汽器之间未设置减温装置。

低压旁路系统的热工仪表主要有：

1 个位于低压旁路阀下游的压力变送器，用以监视低压旁路阀后的蒸汽压力。

（八）低压缸冷却蒸汽系统

在机组冲转过程中，蒸汽轮机带负荷前，为防止低压缸叶片超温过热的情况，蒸汽轮机低压缸需通入冷却蒸汽，用以带走叶片高速旋转所产生的鼓风热量，而此时锅炉产生的蒸汽参数不足以满足低压缸冷却的需要，所以单独设置了低压缸冷却蒸汽系统，并配置了相应的减温、减压装置。

低压缸冷却蒸汽系统的热工仪表主要有：

1 个位于低压缸冷却蒸汽压力调节阀下游的压力变送器，用以监视低压缸冷却蒸汽的压力，并作为低压缸冷却蒸汽压力调节阀的控制信号；

1 个位于低压缸冷却蒸汽压力调节阀下游的温度变送器，用以监视低压缸冷却蒸汽的温度，并作为低压缸冷却蒸汽减温水调节阀的控制信号。

（九）蒸汽疏水系统

蒸汽轮机组在启动、停机和变负荷工况下运行时，蒸汽与蒸汽轮机本身和管道接触，蒸汽被冷却。当蒸汽温度低于与蒸汽压力相对应的饱和温度时，蒸汽凝结成水。若不及时排出凝结的水，它会存积在某些管段和蒸汽缸中。运行中，由于蒸汽和水的密度、流速都不同，

管道对它们的阻力也不同，这些积水可能引起管道发生水冲击，轻则使管道振动、产生噪声、污染环境；重则使管道产生裂纹，甚至破裂。更为严重的是，一旦部分积水进入蒸汽轮机，将会使动叶片受到水的冲击而损伤，甚至断裂，使金属部件急剧冷却而造成永久变形，甚至使大轴弯曲。为了有效地防止蒸汽轮机超速、过热、进水事故及管道中积水而引起的水冲击，必须及时地把蒸汽缸中蒸汽和蒸汽管道中存积的凝结水排出，以确保机组安全运行。同时，还可回收洁净的凝结水，这对提高机组的经济性是有利的。为此，蒸汽轮机都设置有疏水系统，它位于蒸汽轮机本身、各主蒸汽管道低点位置，各主汽阀，调阀本体及前后管道、轴封供汽管和容器等。

主蒸汽管道、冷热再蒸汽管道均布置有疏水点和相应的疏水阀，以保证机组在启动暖管和低负荷或故障条件下能及时疏尽管道中的冷凝水或参数较低的蒸汽，防止蒸汽轮机进水事故的发生。

主蒸汽系统的疏水系统主要包括：高、中、低压主蒸汽管道，冷再蒸汽管道，高、中、低压进汽管道，低压缸冷却蒸汽管道上低位点的疏水以及高、中、低压主汽阀/调阀阀体的疏水。在蒸汽轮机启停或特殊工况运行阶段，将上述管道、设备中的疏水和暖管蒸汽排到凝汽器，避免水冲击现象的发生。

（十）技术参数（见表 6-5）

表 6-5　在设计条件下（性能保证工况），**主蒸汽参数**

蒸汽压力/MPa	高压主蒸汽	9. 98	高压缸排汽流量/（kg/h）	266130
	中压主蒸汽	3. 37	高压缸排汽压力/MPa	3. 72
	低压主蒸汽	0. 43		
蒸汽温度/℃	高压主蒸汽	538	高压缸排汽温度/℃	398. 2
	中压主蒸汽	566	低压缸排汽压力/MPa	7. 33
	低压主蒸汽	246. 1		
蒸汽流量/（kg/h）	高压主蒸汽	277670	低压缸排汽流量/（kg/h）	367900
	中压主蒸汽	308180	低压缸排汽相对湿度（%）	7. 8
	低压主蒸汽	49010		

四、系统的运行维护

（一）阀门的运行维护

由于惠州 LNG 电厂机组属于两班制运行机组，运行操作较为频繁，对主蒸汽系统的重要阀门，如各旁路阀、主汽阀、主调节阀、冷再逆止阀、高中压缸通风阀等，均有较高的要求，需要上述阀门有很高的可靠性。同时，还要加强对上述阀门的日常监控与维护，提高检修质量，定期进行有针对性的试验、检查等，保证关键设备时刻处于良好的工作状态，确保其可靠动作，这对于保证机组的安全稳定运行显得尤为重要。

1. 主汽阀、主调节阀的运行维护

机组启停过程中，在开、关的条件满足后，主蒸汽系统的各主汽阀、主调节阀均会按事先设定好的控制程序进行开关，不需要人为操作，只需加强监视即可。启停机过程各主汽阀、主调节阀均会进行全行程的开关操作，所以各主汽阀、主调节阀并不需要像常规火电厂的一样要定期进行阀门活动性试验。

2. 疏水阀的动作情况

主蒸汽系统的疏水阀根据安装位置和疏水要求，分为电动疏水阀和气动疏水阀两类。它们均按控制逻辑设定好的程序进行开关，一般情况下不需要人为操作，只需要在阀门故障或其他特殊情况下进行手工操作。当出现凝汽器低真空保护时，所有连接到凝汽器的疏水阀门（包括高、中、低压旁路阀）均自动关闭，禁止打开。除此情况外，主蒸汽系统的主要疏水阀动作条件如下：

（1）高压主蒸汽管道疏水电动阀

点火后，高压旁路蒸汽压力大于0.7MPa，延时80s后开启。

高压旁路压力小于0.7MPa延时20s后或高压主蒸汽调节阀全关信号消失延时1s后或跳机时，关闭。

（2）高压主汽阀阀体疏水气动阀和高压主调节阀阀体疏水气动阀

机组转速大于2940r/min、高压主蒸汽管道疏水阀全关信号消失延时180s后且无跳机信号时，开启。

高压主蒸汽调节阀全关信号消失或跳机时，关闭。

（3）高压进汽管道疏水气动阀和中压进汽管道疏水气动阀

中压进汽压力小于0.57MPa时，开启。

中压进汽压力大于0.74MPa时，关闭。

（4）中压主汽阀前/后疏水电动阀

点火后，中压旁路压力大于0.25MPa、中压主蒸汽调节阀全关时，开启。

中压主蒸汽调节阀全关信号消失延时1s后或燃气轮机熄火时，关闭。

（5）中压主汽阀阀体疏水气动阀

机组转速大于2940r/min、中压主汽阀前疏水阀全关信号消失延时180s后且无跳机信号时，开启。

中压主蒸汽调节阀全关信号消失或跳机时，关闭。

（6）低压主蒸汽管道机侧疏水电动阀

点火后，低压主蒸汽机侧电动隔离阀全关，低压主蒸汽机侧电动隔离阀前压力大于0.15MPa后，延时30s后开启。

跳机或机组选择正常模式发启机令，中压进汽压力大于0.38MPa延时30s且低压缸冷却蒸汽进汽电动调节阀开度小于10%时，关闭。

（7）低压主汽阀前疏水电动阀

凝汽器真空小于-92kPa延时30s后且低压主蒸汽调节阀全关，或跳机延时120s后，开启。

跳机延时720s后或无跳机信号且低压主蒸汽调节阀全关信号消失时，关闭。

（8）低压主汽阀阀体疏水气动阀

机组选择正常模式发启机令后无跳机信号且低压主蒸汽调节阀全关时，开启。

跳机或低压主蒸汽调节阀全关信号消失时，关闭。

（9）高排逆止阀前疏水气动阀

高排逆止阀关闭或跳机时，开启。

高排逆止阀开启且无跳机信号时，关闭。

（10）高排逆止阀后疏水电动阀

点火后高压旁路蒸汽压力大于 0.25MPa 且中压进汽压力启机时小于 0.4MPa/停机时小于 0.25MPa，延时 20s 后；或疏水罐液位高时，开启。

燃气轮机熄火或中压进汽压力大于 0.4MPa 时，关闭。

3. 旁路阀的动作情况

高、中、低压旁路阀为气动阀门，正常情况下均为自动控制，包括三种控制模式：最小压力控制模式，后备压力控制模式，实际压力跟踪模式。由机组所处的运行阶段、燃气轮机负荷、各主汽阀前的蒸汽压力综合决定旁路阀开度。机组启停过程中，高、中、低压旁路阀的控制与调节过程基本一致。下面以高压主旁路阀为例，介绍启停机过程旁路的动作过程主要动作。

启动时，旁路阀由“实际压力跟踪模式”切换至“最小压力控制模式”。高压旁路阀压力设定值逐渐趋近最小压力设定值。此阶段机组并网带负荷后，高压主汽阀开启暖阀。升压过程中，当高压主蒸汽压力大于最小压力设定值时，旁路阀逐渐开启调压。当机组功率大于 200MW 或者高压调节阀程序开启条件，且高中压旁路阀全关时，高压旁路阀的控制模式由“最小压力控制模式”切换至“备用压力控制模式”。其压力设定值维持略大于高压主蒸汽压力。

正常停机时，当负荷降到 50% 左右，高压调节阀开始关闭，旁路阀逐渐开启，且旁路阀控制由“备用压力控制模式”切换至“实际压力跟踪控制模式”，高压旁路阀压力设定值为当时的实际压力，并保持蒸汽压力和温度尽可能的高。当负荷降到 30% 左右时，高压调节阀全关，由旁路阀单独进行调压。

当出现凝汽器低真空保护时，高、中、低压旁路阀均自动关闭，同时闭锁中、低压旁路，使其无法操作，以禁止大量蒸汽进入凝汽器。

4. 低压缸冷却蒸汽与低压主蒸汽切换情况

低压缸冷却蒸汽由机组辅助蒸汽母管提供，在机组发出启机指令后，冷却蒸汽系统投入运行，通过低压缸冷却蒸汽压力调节阀控制低压缸冷却蒸汽压力在 0.25MPa 左右。在机组升速至约 2075r/min 时，低压主调阀缓慢开启至约 20% 的冷却开度，向低压缸通入冷却蒸汽，维持低压缸温度。当蒸汽轮机中压缸进汽压力达到 0.4MPa 后，低压缸冷却蒸汽电动隔离阀自动关闭，低压主蒸汽电动隔离阀自动开启，低压缸进汽切换至来自余热锅炉低压过热器的低压主蒸汽。

（二）启停机操作注意事项

1. 启动前的检查与准备

机组启动及正常运行时，主蒸汽系统上所有的阀门均依照程序自动开关。系统在投入运行前，特别是检修后的首次投运，需确认，系统上各疏水阀门在自动位置；高、中、低压旁路在自动位置；高、中、低压主汽阀及主调阀关闭，且均在自动位置。

2. 启停机及日常运行注意事项

冷态启动时，为维持启动过程中凝汽器真空，应在启机前通过开启高、中、低压主蒸汽系统与凝汽器相连的阀门，尽量抽走高、中、低压系统管道内的空气，以免造成疏水阀开启时真空程度快速下降。

如果机组停运超过 2 天（含 2 天）后首次启动，启机前应全面开启余热锅炉和主蒸汽管道机侧各疏水阀，对系统进行疏水。对余热锅炉高、中、低压系统压力已经很低的情况，应在抽真空前进行疏水。

机组发出启动命令后，应及时检查低压缸冷却蒸汽系统运行情况，若有故障应及时消除。

机组启动过程点火成功后（安全油建立），应及时检查中、低压主汽阀是否正常开启，主蒸汽系统各疏水阀是否正常开启。若有故障应及时消除，否则可能影响机组启动程序。

机组启动过程中，达到上述主蒸汽系统各疏水阀、隔离阀动作条件时，应及时检查阀门动作情况，避免由于阀门未按程序正常动作而导致启动不成功，设备损坏等事件。

机组正常运行过程中，应加强对高、中、低压主蒸汽压力和温度，高、中、低压旁路阀位置等重点参数的监视。

在机组负荷达200MW，蒸汽轮机启动完成后，高、中、低压旁路阀应在关闭状态。

正常满负荷运行时，应严格控制蒸汽轮机高压主汽阀前蒸汽温度在（538－10）～（538＋5）℃范围内，中压主汽阀前蒸汽温度在（568－10）～（568＋5）℃范围内。

在低负荷及机组跳闸时，更应加强对蒸汽温度的监视，要求严密关闭喷水减温回路的相关阀门，防止蒸汽轮机进水。

机组正常运行过程中，主蒸汽系统的各参数应运行平稳、变化缓慢，若发现蒸汽温度、压力有急剧的变化，应及时查明原因并消除，恢复系统正常运行状态。

五、系统运行优化与改造

1. 机组冷态、低温态启动时的操作优化

在机组冷态、低温态启动时，部分主蒸汽管道，特别是高压主蒸汽管道、冷再蒸汽管道可能出现剧烈振动，并伴随“嘭，嘭，嘭”的金属撞击声，甚至出现由于管道振动大而影响热控仪表正常运行的情况。

经现场检查和运行参数分析，高压主蒸汽管道、冷再蒸汽管道振动的原因为蒸汽轮机高压旁路阀正常动作开启时冷再管道“水冲击”。这是因为，在机组前一次停机后，锅炉中压过热器出口电动阀、蒸汽轮机高压旁路阀、中压旁路阀、冷再逆止阀及再热系统疏水阀关闭后，再热器及冷热再管道还有一定的压力，系统内还存有大量的高温过热蒸汽，随着机组停运后时间延长，管道及管道内的蒸汽冷却，形成饱和状态的汽水混合物甚至冷凝水。机组启动时，由于高压系统升压较快，高压主蒸汽管道疏水阀刚打开后高压旁路阀就会自动打开，高压主蒸汽管道疏水不充分，高压旁路阀打开时会对冷再管道造成水冲击。加上高压旁路阀开启瞬间，冷再系统压力升高，积存在冷再管道内的未通过疏水阀疏水至凝汽器的低温、低压饱和蒸汽急剧凝结，蒸汽凝结又会使管道压力降低，饱和水又会大量蒸发。如此反复，产生巨大冲击力，并使金属管道出现“嘭，嘭，嘭”的金属撞击声及管道剧烈振动。

经过分析，采用了以下操作优化方法，有效防止了机组冷态、低温态启动时高压主蒸汽管道、冷再蒸汽管道振动大的问题。

（1）机组启动前

应开启蒸汽轮机侧主蒸汽系统所有疏水阀对管道应进行全面的疏水。注意，在机组发启动令前关闭，要满足机组启动条件。

（2）机组启动后

在不影响真空的情况下，应密切监视主蒸汽温度、压力的匹配情况，避免出现压力较高，温度较低的情况。在主蒸汽管道建立压力的时候，及时开启管道疏水阀并投入自动，特别是需要加强对高压主蒸汽管道的疏水。在高压管道系统开始升压的时候，手动打开高压主

蒸汽管道疏水阀；同时，需特别留意高压主蒸汽管道压力上升的速度，通过手动打开高压系统的疏水阀来防止压力上升过快，避免高压旁路阀打开时开度过大，对冷再热蒸汽管道产生较大冲击。

（3）冷再蒸汽管道起压后

开启冷再供辅助蒸汽管道疏水器旁路阀，以保证冷再供辅助蒸汽管道充分疏水，机组启动完成后关闭该旁路阀。

（4）在机组停运后

及时将蒸汽轮机主蒸汽系统管道及锅炉再热蒸汽管道泄压、排汽，避免管道内低温的汽水混合物和冷凝水的积存。

2. 缩短热态启动时蒸汽轮机进汽时间的操作优化

“蒸汽轮机中压不匹配温度”是 M701F3 型联合循环机组中蒸汽轮机的一个监视参数。“不匹配温度”大于 –56℃是蒸汽轮机进汽必须满足的条件之一。可将该温度值简单理解为主蒸汽温度与蒸汽轮机缸叶环金属温度的差值。

机组温、热态启动时，达到暖机负荷后，需要较长的时间等待，蒸汽轮机的进汽蒸汽参数才能满足条件，较长的暖机时间将直接影响机组的负荷率、效率等指标。

在机组启动过程中由于燃气轮机吹扫及启动初期燃气轮机排气温度较低，使得余热锅炉出口主蒸汽温度较低。当燃气轮机点火后蒸汽轮机侧疏水阀开启，中压再热器和高压过热器出口的低温蒸汽将蒸汽轮机中压主汽阀和高压主汽阀前的温度测量点冷却，使得不匹配温度降低较多。当机组负荷升至暖机负荷时，主蒸汽温度逐步升高，高温蒸汽使蒸汽轮机主汽阀前的测量点温度升高，最终不匹配温度高于 –56℃，蒸汽轮机进汽。由于中压旁路前、后的两个疏水点共用一根管径较小的疏水电动阀，导致了实际运行中中压系统不匹配温度总是最难满足。

暖机时间较长，主要是因为中压不匹配温度经历了先缓慢降低然后缓慢升高的过程，主要成因有两点：

1）中压主汽阀前疏水阀开启后，中压不匹配温度开始下降，直到机组负荷接近暖机负荷后，中压不匹配温度才开始上升。此过程持续时间较长，且中压主汽阀前温度经冷却已较启机前低了很多。

2）当机组负荷达到暖机负荷后，再热器出口温度升高，高温蒸汽加热中压主汽阀前温度测量点。但由于中压主汽阀前疏水流量有限，使得中压主汽阀前测量点温度上升很缓慢，严重滞后再热器出口温度。当中压不匹配温度满足时，再热器出口温度与中压主汽阀前温度已有较大差值。

经过分析，采用了以下操作优化方法，可以有效避免热态启机过程蒸汽轮机中压不匹配温度需要长时间暖管才能满足的问题：

（1）机组停运后

开启高、中压旁路阀将高、中压过热器出口阀至高、中压主汽阀管道内残余蒸汽泄掉，避免停机后残余蒸汽在高中压管道冷却及凝结，随后关闭旁路阀，投自动。

（2）机组发启动令后

将中压主汽阀前疏水电动阀切至“手动”，保持关闭状态。

（3）发电机并网后

随着燃气轮机负荷上升，根据中压不匹配温度值，判断开启中压主汽阀前疏水电动阀及

中压主汽阀阀体疏水气动阀的时机。当中压不匹配温度较大（如大于 -25℃）时，可早点开启，一般在机组负荷达 80MW 开启即可。上述阀门开启后投回自动（避免中压温度匹配降低至 -58℃，同时尽可能长时间疏水）。

六、系统典型异常及处理

1. 高、中压旁路阀在启停过程中卡涩

（1）可能原因

旁路阀机械原因卡涩或是热控设备（如阀门控制器、定位器、仪用空气减压装置等）故障。

（2）处理办法

立即至现场掌握设备运行情况，通过 DCS 反映的现象和设备现场的情况判断卡涩原因，再根据具体原因处理。若阀门判断为机械卡涩，可暂退出机组自动启机程序，将卡涩的阀门切换至“手动”状态，尝试通过手动方法操作阀门。若 DCS 还是不能正常操作，视情况联系检修人员在就地操作该阀门。就地操作高温、高压阀门较危险，需佩戴专用的隔热防烫伤的个人防护设备（Personal Protective Equipment，PPE），且操作过程需要缓慢小心，避免蒸汽外漏导致人身伤害。若判断为热控设备故障导致阀门不能操作，应视具体情况联系热控检修人员紧急处理。处理过程中，如由于旁路阀不能打开导致系统蒸汽压力升高，可通过系统疏水阀甚至锅炉的排空阀控制系统不超压。若经上述处理仍不能正常操作该阀门，应及时申请停机，检查处理，待缺陷消除后再重新启动机组，避免故障扩大损坏设备。

2. 中、低压主汽阀在机组启动过程中不能开启

（1）可能原因

中、低压主汽阀机械原因卡涩；中、低压主汽阀压力平衡阀未正常开启或是热控设备故障。

（2）处理办法

立即至现场掌握设备运行情况，通过 DCS 反映的现象和设备现场的情况判断卡涩原因，再根据具体原因处理。若判断为机械卡涩不能开启阀门，应及时停机，联系检修人员紧急处理。若现场检查发现压力平衡阀未开启导致主汽阀不能正常开启，应及时开启压力平衡阀，并检查主汽阀开启正常。若判断为热控设备原因导致主汽阀未正常开启，应在机组启动过程中及时联系热控检修人员处理。

3. 低压主蒸汽电动隔离阀在机组启动过程中不能正常开启

（1）可能原因

阀门故障；传递电动头力矩的铜套损坏，导致低压主蒸汽电动隔离阀门不能随电动头一起动作。

（2）处理办法

立即至现场确认设备运行情况，将该阀门切至“手动”状态，通过手动操作方式尝试开启阀门，若阀门不能正常开启，应继续执行机组启动程序。启动过程中，加强对低压旁路系统的监视，避免旁路阀不能正常动作导致系统超压。同时，联系检修人员及时更换铜套或采用其他方法将阀门开启，恢复系统正常运行。

4. 低压缸冷却蒸汽压力异常

（1）可能原因

低压缸冷却蒸汽调阀故障；机组/厂用辅助蒸汽母管压力异常；低压缸冷却蒸汽管道泄漏等。

（2）处理方法

就地调整低压缸冷却蒸汽调阀，如是由机组/厂用辅助蒸汽母管压力异常导致则及时恢复机组/厂用辅助蒸汽母管，维持低压缸冷却蒸汽压力为0.25MPa，并通知检修处理；如发生泄漏，设法堵漏，否则安排停机处理。

5. 低压缸冷却蒸汽温度异常

（1）可能原因

低压缸冷却蒸汽喷水减温阀故障；凝结水系统故障；喷水减温管道泄漏等。

（2）处理方法

就地操作低压缸冷却蒸汽喷水减温阀后手动门，维持低压缸冷却蒸汽在160℃，并通知检修处理；如凝结水系统故障，则恢复凝结水正常运行；如发生泄漏，设法堵漏，否则安排停机处理。

第九节 轴 封 系 统

一、系统概述

轴封，顾名思义，就是轴端密封的意思。蒸汽轮机主轴必须从汽缸内穿过，为了避免摩擦，主轴与汽缸之间必然留有一定的径向间隙，且汽缸内蒸汽压力与外界大气压力不等，就必然会使高压蒸汽通过间隙向外漏出，造成工质损失、恶化环境，并且加热主轴或冲进轴承而恶化润滑油质；或者外界空气漏入低压缸，增大真空泵系统负荷，降低机组效率。因此，为了防止这种现象，在转子穿过汽缸两端处都装设汽封以达到密封作用，即轴端汽封，简称轴封。轴封包括高压轴封和低压轴封，其作用是：高压轴封用来防止高、中压缸蒸汽漏入大气中，低压轴封用来防止空气漏入低压缸中。

在蒸汽轮机高压端和低压端虽然都装有轴封，能减少高压蒸汽外漏和空气漏入，但漏汽现象仍不能完全消除，为了防止和减小这种漏汽现象，保证机组正常运行和启停，以及回收轴封漏汽和从高、中、低压主汽阀、主调阀漏汽，减少系统工质和热量损失，蒸汽轮机装设有轴端汽封以及与之相连的管道、阀门、轴抽风机等附属设备，共同构成轴封系统。

二、系统流程

轴封蒸汽系统流程如图6-32所示。

机组轴封系统汽源有两路：一是机组辅助蒸汽母管；二是高压主蒸汽。机组正常运行时，轴封蒸汽由机组辅助蒸汽母管供应，高压主蒸汽作为轴封汽备用汽源。轴封供汽采用三阀系统，即在蒸汽轮机所有运行工况下，供汽压力通过三个调节阀，即高压主蒸汽供轴封蒸汽压力调节阀、辅汽供轴封蒸汽压力调节阀和轴封蒸汽溢流调节阀，来控制，使蒸汽轮机在任何运行工况下均自动保持供汽母管中设定的蒸汽压力。

机组启动或低负荷时，由全厂辅助蒸汽母管供应轴封蒸汽，轴封压力调节阀控制压力在27kPa左右，供汽至轴封联箱。进入轴封联箱的蒸汽分为两路：一路经高压轴封供汽管供汽至高、中压轴封；另一路经低压轴封减温器和低压轴封水雾分离器后将温度控制在150℃，

由低压轴封供汽管供至低压轴封。然后，这两路轴封蒸汽再经轴封抽汽管道被吸入处于负压约 -8kPa 的轴封冷却器中，经凝结水泵出口母管的凝结水冷凝后，通过轴封加热器疏水阀回至凝汽器，不凝结的气体经轴抽风机排至大气。机组负荷较高时，高、中压缸轴端压力不断升高，高、中压轴封漏汽将倒供至轴封联箱，轴封联箱再供汽至低压轴封，即实现了自密封轴封。若轴封联箱压力过高，外来供汽阀门将会关闭。当压力超过 35kPa 时，轴封母管溢流阀自动开启，轴封母管蒸汽经溢流管道将过多的蒸汽排到凝汽器，以保持轴封联箱压力正常。

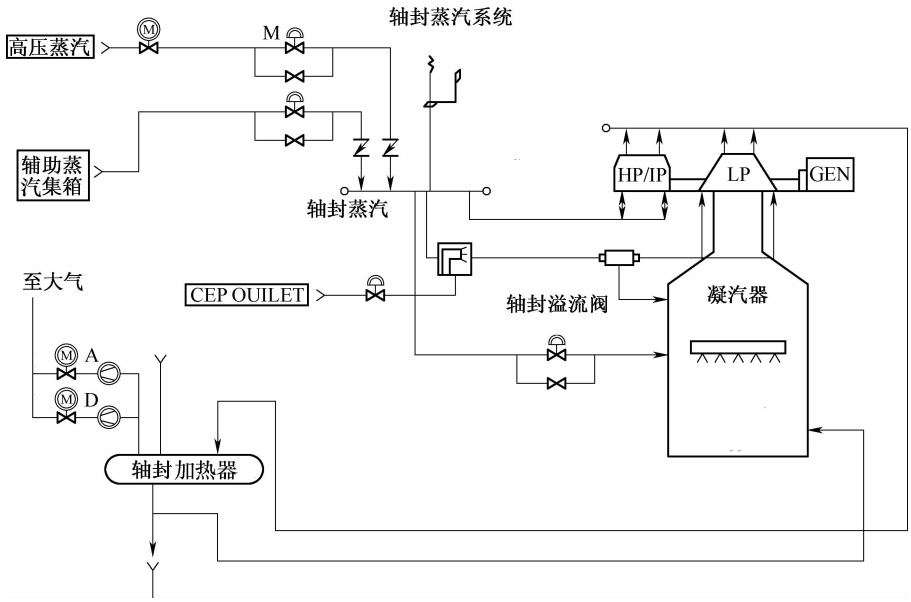


图 6-32　轴封蒸汽系统流程图

系统设有超压机械保护装置。为避免超出系统设定压力在轴封蒸汽母管上设有一个安全阀，该安全阀将在蒸汽压力达到 0.07MPa 时起跳。

系统设有疏水管道。在轴封联箱，高、中压轴封管道，低压轴封管道，轴封联箱溢流管道均设有疏水阀。轴封系统投入正常运行前，对轴封系统进行暖管，应打开这些疏水阀使轴封系统管道充分疏水、暖管。

另外，高、中、低压主汽阀和主调阀的阀杆泄漏蒸汽，除高压主汽阀和调阀高压部分外，也通过管道连接到轴封冷却器。

三、主要设备及技术参数

轴封系统主要由高、中压缸轴封，低压缸轴封，1 台轴封加热器、2 台 100% 容量的轴抽风机（一运一备），轴封蒸汽压力控制阀，低压轴封蒸汽减温水气动调节阀，低压轴封蒸汽喷水减温器，以及相关管道、阀门、仪表等组成。

（一）轴封结构原理

1. 轴封结构

M701F3 型联合循环机组蒸汽轮机的轴封为迷宫式轴封，用于防止蒸汽漏出或空气漏进。迷宫式轴封是在转子周围设若干个依次排列的环行密封齿，齿与齿之间形成一系列节流间隙与膨胀空腔，被密封介质在通过曲折迷宫的间隙时产生节流效应而达到阻漏的目的，如图 6-33 所示。

迷宫式轴封一般有下列三种结构，高低齿汽封、平齿汽封和枞树形汽封。惠州 LNG 电厂轴封结构使用的是高低齿结构，如图 6-34 所示。

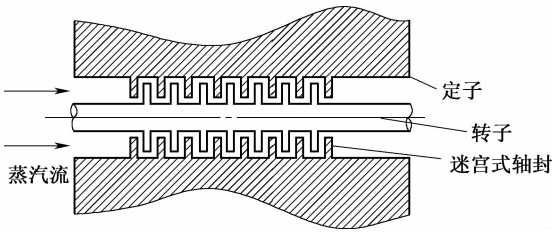


图 6-33 迷宫式汽封结构示意图

2. 迷宫式轴封工作原理

当气/汽体流过密封齿与轴表面构成的间隙时，受到了一次节流作用，压力和温度下降，而流速增加。气/汽体流经过间隙之后，来到两密封齿形成的较大空腔。空腔内容积突然增加，气/汽体形成很强的旋涡，在容积比间隙容积大很多的空腔中气/汽流速度几乎等于零，动能由于旋涡全部变为热量，加热气/汽体本身，因此，气体在这一空腔内，温度又回到了节流之前，但压力却回升很少，可认为保持流经缝隙时压力。因此，气/汽体每经过一次间隙和随后的较大空腔，气/汽流就受到一次节流和扩容作用，由于旋涡损失了能量，气/汽体压力不断下降，随着压力的逐渐降低，气/汽体泄漏逐渐减小。

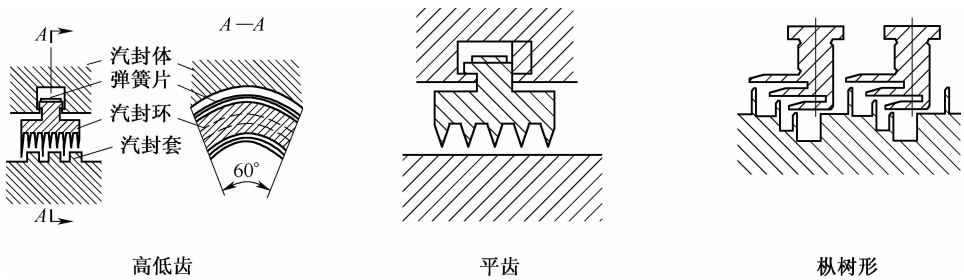


图 6-34 高低齿结构轴封

简而言之，迷宫式轴封是利用增大局部损失以消耗其能量的方法来阻止气流向外泄漏。

3. 轴封工作过程

在蒸汽轮机起动初期低负荷（见图 6-35）时，缸体内所有通流部分的压力都低于大气压。供给“X”腔室的汽封蒸汽通过汽封漏入蒸汽轮机一侧，另一部分漏入另一侧的“Y”腔室。“Y”腔室由轴封冷却器保持使其压力维持在大气压力以下。因此，大气通过轴封外侧泄漏至“Y”腔室。泄漏的蒸汽、空气混合气，通过至轴封冷却器的管路到从“Y”腔室抽走。在轴封冷却器中，疏水排回凝汽器，而空气排放到大气中。

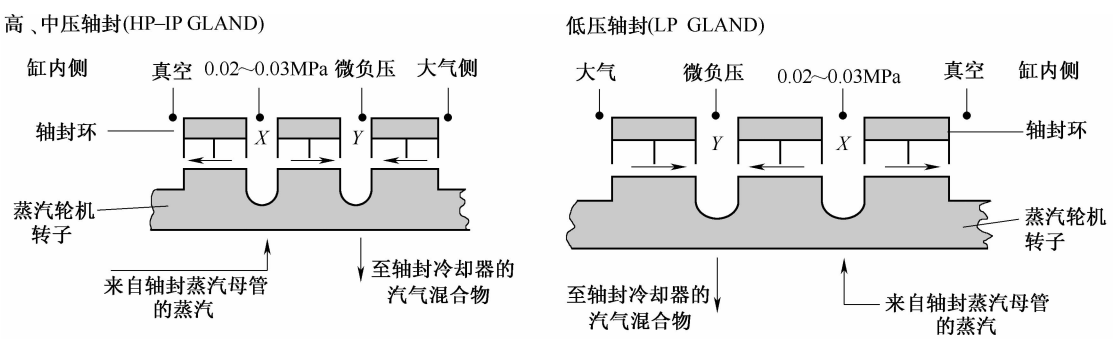


图 6-35 低负荷或零负荷时轴封工作原理图

当高、中压缸排汽压力超过“X”腔室的压力时，蒸汽就会逆向穿过内轴封段流向“X”腔室。排汽区压力继续升高时，流量增大，使高、中压缸的轴封变成自密封。此时，蒸汽从“X”区排放到轴封系统的母管，蒸汽再从母管流到低压轴封（见图 6-36）。如有多余的蒸汽，则通过溢流阀流到凝汽器。

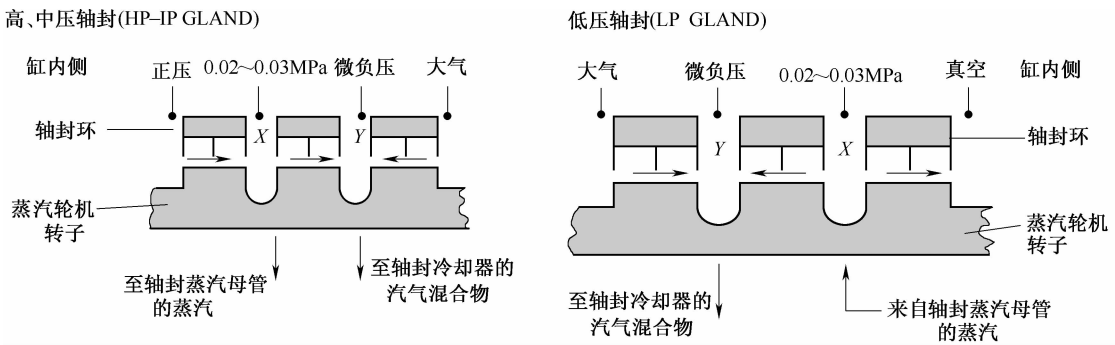


图 6-36　在高负荷时轴封工作原理图

（二）轴封加热器

轴封加热器（见图 6-37）是一种管壳式热交换器，用来回收蒸汽轮机轴封漏汽及高、中低压主汽门、主调节阀漏汽，并利用它们的热量来加热凝结水，同时达到自身的冷凝，从而提高机组的热经济性。凝结水在加热器管内流动，蒸汽则在壳侧。在冷凝过程中，不可凝结的气体被释放出来，由轴抽风机抽出排空，疏水通过多级水封自动排放回收至凝汽器。

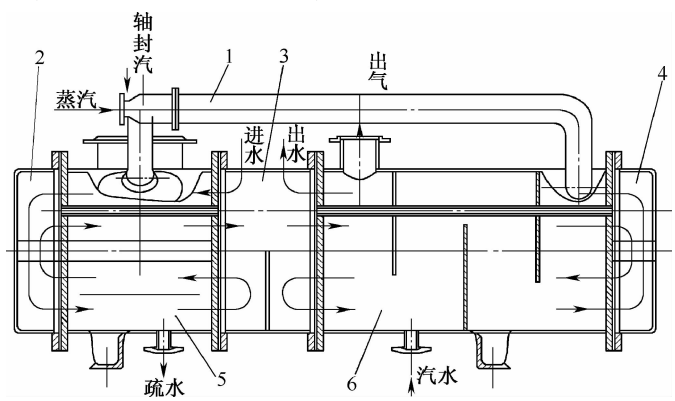


图 6-37　轴封抽气加热器工作原理图

1—抽气器　2—前水室　3—中水室　4—后水室　5—前加热器　6—后加热器

M701F3 型联合循环机组轴封加热器是表面冷却的管壳式热交换器，加热面积为 70m^2，冷却水温升 2.7℃；水侧设计压力为 3.96MPa，汽侧设计压力为 0.0951MPa；水侧设计温度为 60℃，汽侧设计温度为 80℃。

（三）轴抽风机

轴抽风机是用来除去轴封加热器中不凝结蒸汽，并将它们排到大气中；同时保持轴封加热器壳侧所必需的负压，使轴封外挡泄漏的蒸汽不向外冒而直接进入轴封加热器，使轴封系统正常运行。轴抽风机采用电动抽风机，它的入口在轴封加热器的壳侧，两台轴抽风机的出口是相互连接的，由一条出口母管排到大气。在每台轴抽风机的出口管道上装有逆止阀，在每台轴抽风机的疏水管装有一个环形密封，防止外面空气被吸入系统。

轴封风机采用离心式轴抽风机，一运一备，容量约为 3180m³/h，全压为 1.076kPa；电动机电压为 380V，功率为 18.5kW，转速 2900r/min。

（四）低压轴封蒸汽喷水减温器

低压轴封蒸汽减温器用来降低低压轴封蒸汽的温度，使低压轴封蒸汽维持在 120 ~ 180℃，以防止轴封壳体变形的可能和损坏蒸汽轮机转子。低压轴封供汽管的蒸汽进入减温器后，蒸汽随管道截面缩减而加速；然后，蒸汽经过喷嘴，使冷却水蒸发雾化，从而降低轴封蒸汽温度。为了避免喷水直接进入低压缸轴封造成损坏，在减温器后设置了水雾分离器，始终保持水雾的分离，同时将分离出的多余水分通过疏水排至凝汽器。减温水来自凝结水泵出口母管，到减温器喷嘴的冷却水量由气动调节阀通过温度来控制。

（五）系统技术参数

轴封系统的主要运行及限额参数如下：

1）供轴封用辅汽要求是，温度为 180℃，压力为 0.8MPa，蒸汽量为 5t/h（最大）。

2）轴封蒸汽压力为 27kPa，低报警值为 10kPa。

3）低压轴封汽温为 150℃，高报警值为 180℃，低报警值为 120℃。

4）轴封溢流阀开启压力 >35kPa。

5）轴封母管安全阀动作压力为 0.07MPa。

6）轴封加热器压力约为 -8.5kPa、水位约为 20cm。

7）当轴封加热器负压低于 -3.5kPa 时报警，备用轴抽风机启动。

8）轴封蒸汽压力控制阀设定见表 6-6。

表 6-6　轴封蒸汽压力控制阀设定

控制阀	辅汽供汽调节阀	高压主汽供轴封调节阀	溢流调节阀
轴封母管压力	27kPa	25kPa	35kPa

9）机组负荷与轴封蒸汽消耗，在机组启动时单台机组轴封蒸汽需要量约为 5t/h × 1.0MPa（绝对压力），在带负荷运行时如图 6-38 所示。

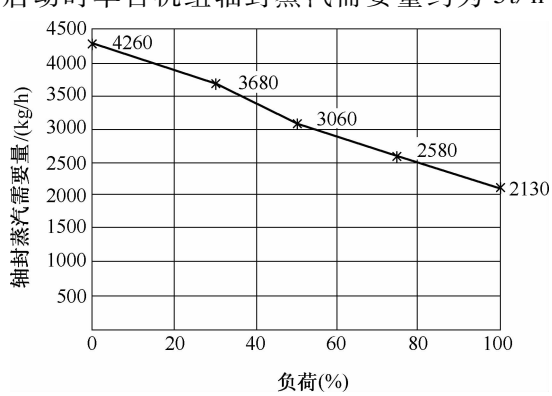


图 6-38　机组负荷与轴封蒸汽消耗

四、系统的运行维护

（一）系统的启动

1. 启动前的检查与准备

送轴封蒸汽前，一定要确认机组盘车装置已投入运行。如果盘车没投入时，就投入轴封蒸汽，势必导致转子上下产生温差导致轴封齿变形、转子弯曲，甚至可能无法投入盘车。只有在盘车投入的情况下送轴封，转子才会受到轴封蒸汽的均匀加热而不会发生轴封齿变形、转子弯曲。除此之外，还需进行以下的检查和准备：

1）机组辅助蒸汽系统已投运，且运行正常。

2）凝结水系统已投运，且运行正常。

3）系统各阀门动作正常、开关位置正确，各表计显示正常。

4）轴封加热器水位正常。

5）轴抽风机具备启动条件。

2. 系统的启动

确认以上正常后，可以开始投入轴封系统，轴封系统启动操作如下：

1）检查确认机组辅助蒸汽母管压力约为1.0MPa，温度不低于180℃。

2）将低压轴封蒸汽减温水调节阀和轴封蒸汽溢流控制阀投入自动。

3）开启轴抽风机A、B出口电动阀。

4）启动一台轴抽风机，正常后将另一台轴抽风机投入备用。

5）检查轴抽风机运行是否正常，轴封冷凝器压力缓慢降低至-8kPa左右。

6）缓慢开启辅助蒸汽至轴封供汽压力控制阀，轴封蒸汽系统暖管升压。

7）检查确认轴封蒸汽母管压力、温度和低压轴封蒸汽温度缓慢上升的情况，如有必要可适当开启各疏水器旁路阀加快暖管速度。

8）当轴封蒸汽母管压力升至27kPa后，将辅助蒸汽至轴封供汽压力控制阀投入自动。

9）检查确认轴封蒸汽母管压力、温度和低压轴封蒸汽温度是否正常。

10）轴封系统投运后应尽快启动真空系统。

（二）系统投运注意事项

辅助蒸汽供轴封蒸汽时，应对机组辅助蒸汽母管充分疏水暖管，确保辅助蒸汽供轴封调阀前疏水已不带水；并对备用轴封蒸汽汽源管道进行定期的疏水暖管，保证蒸汽品质符合条件。

为防止轴抽风机管道积水，轴抽风机底部疏水、轴抽风机排气管道疏水应该保持为全开。

轴封加热器蒸汽侧设有疏水至凝汽器自动浮球阀，该浮球阀使轴封加热器水位保持在约20cm左右。为防止疏水浮球阀故障时，轴封加热器水位高并满至蒸汽轮机轴封处，造成蒸汽轮机进水事故，轴封加热器另有一路疏水至地沟U形管，系统运行前必须保证其前面的疏水手动阀为全开状态。当轴封加热器水位较高时，多余的水通过U形管直接排到地沟中。由于自动浮球阀属于差压式浮球阀，只有其前后差压达到一定值时才能打开。故轴抽风机未启动时，自动浮球阀可能打不开，此时轴封加热器也需要靠排地沟U形管来排水以维持水位。正常运行时，应保持轴封加热器U形管中有一定的水位，以免影响凝汽器真空。特别是机组首次启动或者大小修后，应先往U形管中注满水。

（三）系统的运行监视

机组运行中，若轴封蒸汽中断，低温空气经轴封齿处进入蒸汽轮机内，将使汽缸、转子迅速冷却，由于上缸、下缸、转子冷却速度不一致，很可能造成转动与静止部件发生磨擦而损坏蒸汽轮机。若有空气进入低压缸，将降低凝汽器的真空，造成机组出力和效率的降低。因此在机组运行中需确保轴封蒸汽工作正常，措施如下：

1）检查确认轴抽风机无异响、异味，振动正常。

2）检查确认高、中压缸和低压缸轴端无蒸汽冒出。

3）检查确认轴封冷凝器压力、水位正常。

4）检查确认轴封蒸汽母管压力、温度正常。

5）检查确认低压轴封蒸汽温度正常。

6）检查确认轴封蒸汽系统各疏水器工作正常，系统无泄漏。

（四）系统的停运

只有确认真空到0kPa才可以停止轴封蒸汽系统。如果真空不到0kPa停运轴封蒸汽，会

使冷空气进入蒸汽缸造成蒸汽缸受热不均，轻则引起蒸汽缸暂时变形，严重的将引起蒸汽缸永久变形，转子静止后投盘车将引起动静摩擦。最好当机组真空到0kPa，转速也到0r/min后，才停运轴封系统：

1）检查确认机组真空到0kPa、转速到0r/min。

2）关闭辅助蒸汽至轴封供汽压力控制阀，确认轴封蒸汽压力降低至0kPa。

3）待辅助蒸汽至轴封供汽压力控制阀全关约为5min后，退出备用轴抽风机自动备用，停运轴抽风机。

4）如有需要关闭轴抽风机出口电动阀。

五、系统典型异常及处理

1. 轴封蒸汽母管压力低

当轴封蒸汽联箱低于0.01MPa报警，可能的原因以及处理方法如下：

1）对于轴封蒸汽联箱压力传感器故障，就地检查就地表对比确认，通知检修更换压力传感器。

2）对于轴封蒸汽联箱压力控制阀故障，手动开旁路或投入备用轴封汽源以维持轴封联箱正常压力，通知检修处理压力控制阀。

3）对于轴封蒸汽管线泄漏，检查轴封蒸汽管线，尽量堵漏；否则尽快安排停机处理。

4）检查轴封蒸汽母管安全阀是否误动，及时联系检修处理。

5）检查轴封蒸汽母管溢流阀是否误开或内漏，及时关闭或隔离。

6）机组辅助蒸汽母管压力低，检查冷再供辅助蒸汽管路、启动锅炉的运行情况、辅助蒸汽母管安全阀，恢复正常供汽。

7）若轴封蒸汽压力无法维持，应破坏真空紧急停机。

2. 轴封联箱压力高

当轴封蒸汽联箱高于0.035MPa时，溢流阀自动打开；达到0.07MPa时，轴封联箱安全阀动作，可能的原因以及处理方法如下：

1）对于轴封蒸汽联箱压力传感器故障，就地检查就地表对比确认，通知检修更换压力传感器。

2）对于轴封蒸汽联箱压力控制阀故障，关小压力控制阀前手动阀，维持轴封联箱正常压力；通知检修处理压力控制阀。

3）对于轴封蒸汽联箱压力控制阀内漏大，关小压力控制阀前手动阀，维持轴封联箱正常压力；通知检修处理。

3. 低压缸轴封蒸汽温度低

当低压缸轴封蒸汽温度低于120℃报警，可能的原因以及处理方法如下：

1）对于轴封蒸汽减温阀故障，关闭减温阀前手动阀，通知检修及时处理故障减温阀。

2）对于轴封蒸汽减温阀内漏大，关闭减温阀前手动阀，通知检修处理。

3）对于热电偶故障，通知检修更换低压缸轴封温度热电偶。

4. 低压缸轴封蒸汽温度高

当低压缸轴封蒸汽温度高于180℃报警，可能的原因和处理方法如下：

1）对于低压轴封蒸汽减温阀故障，打开减温阀旁路手动阀，维持低压轴封蒸汽温度为150℃，通知检修处理故障减温阀。

2）低压轴封蒸汽减温阀前滤网堵塞，打开减温阀旁路手动阀，维持低压轴封蒸汽温度为150℃，通知检修处理滤网。

3）减温水管路泄漏大，设法堵漏，否则尽快安排停机处理。

4）对于热电偶故障，通知检修更换低压缸轴封温度热电偶。

5. 轴封加热器负压低

当轴封加热器负压高于-3.5kPa时报警，备用风机自启，可能的原因和处理方法如下：

1）运行风机进口阀开度不够，开大风机进口阀，维持轴封加热器负压为-8kPa（如备用风机在运行则停运）。

2）运行风机故障、出力不足，检查备用风机自启动，否则手动启动，维持轴封加热器负压为-8kPa；停运故障风机，通知检修处理。

3）运行风机出口阀误关，打开运行风机出口阀，维持轴封加热器负压为-8kPa（如备用风机在运行则停运）。

4）轴抽管道或轴封加热器漏真空，通知检修堵漏，否则尽快安排停机处理。

5）对于轴封加热器压力变送器故障，通知检修更换压力变送器。

6. 轴封加热器水位低

可能的原因和处理方法如下：

1）对于轴封加热器水位计故障，通知检修处理。

2）对于轴封加热器自动疏水阀故障或内漏大，关闭自动疏水阀前手动阀，打开自动疏水阀旁路手动阀，维持轴封加热器水位在20cm；通知检修处理。

3）轴封加热器疏水管路泄漏，设法堵漏，否则尽快安排停机处理。

7. 轴封加热器水位高

可能的原因和处理方法如下：

1）对于轴封加热器水位计故障，通知检修处理。

2）对于轴封加热器疏水自动浮球阀故障，打开自动浮球阀旁路手动阀，维持轴封加热器水位在20cm；通知检修处理。排地沟U形管在手动阀已打开的情况下会自动排水至地沟。

3）凝结水侧铜管泄漏，打开自动浮球阀旁路手动阀，加强排水；轴封加热器水位若不能维持在20cm而缓慢上升，则尽快安排停机处理；水位若急剧升高，就地水位计看不见时，则应紧急停机，通知检修处理。

8. 备用轴抽风机倒转

可能产生的原因和处理方法如下：

1）备用轴抽风机出口逆止阀关不严，关闭备用轴抽风机出口阀，通知检修处理。

2）备用轴抽风机出口管不严密，向内漏空气，通知检修设法堵漏。

3）必要时可切换轴抽风机，将倒转的风机投入运行。

第十节　真 空 系 统

一、系统概述

从真空表所读得的数值称为真空度。真空度数值表示出系统压强实际数值低于大气压强的数值，即

真空度 = 大气压强 - 绝对压强

在启动过程中，凝汽器真空是由真空泵将蒸汽轮机和凝汽器内大量空气抽出而形成的。在正常运行中，凝汽器真空是由于蒸汽轮机排汽在凝汽器内骤然凝结成水时其比体积急剧缩小而形成的。如蒸汽在绝对压力 4kPa 时蒸汽的体积比水的体积大 3 万倍。当排汽凝结成水后，体积就大为缩小，使凝汽器内形成高度真空。

由上可知，凝结器的真空形成和维持必须具备三个条件：

1）凝汽器钛管必须通过一定的冷却水量。

2）凝结水泵必须不断地把凝结水抽走，避免水位升高，影响蒸汽的凝结。

3）抽气器必须把漏入的空气和排汽中的其他气体抽走。

真空系统的作用是，在机组启动前利用真空泵从凝汽器中抽出空气以及其他不凝结气体，为凝汽器建立真空；而在机组正常运行时，抽出凝汽器中渗入的空气和其他不凝结气体，使凝汽器的真空保持在设计值。

二、系统流程

真空泵从凝汽器空气冷却区抽出的气汽混合物，经过与真空泵联动的进口气动蝶阀进入水环式真空泵，真空泵排出的气水混合物在分离器中分离，分离出来的不凝结气体经止回阀排到大气中。在分离器中分离出的水经密封水冷却器冷却后，重新进入水环式真空泵入口作为工作水使用。汽水分离器通过溢流阀和补水阀控制水位。

当真空泵吸入压力 < 16.3kPa，即凝汽器真空值 < -85kPa 时，为了防止真空泵发生汽蚀，改善水环式真空泵的极限真空能力，抽气器工作气动蝶阀打开，抽气器旁路气动蝶阀关闭，大气喷射器投入运行。此时，真空泵入口处的压力升高了，从而达到了防止汽蚀的目的。

真空系统流程图如图 6-39 所示。

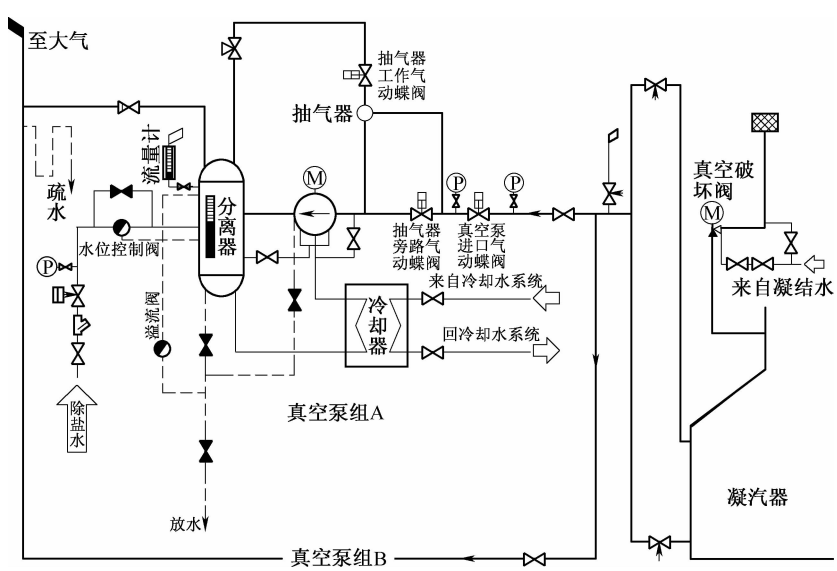


图 6-39　真空系统流程图

三、主要设备及技术参数

M701F3 型联合循环机组真空系统由两套抽真空装置（每套包括一台水环式真空泵、一台汽水分离器、一台大气喷射器、一台工作水冷却器）、一个真空破坏阀及相应的管道仪表组成。

（一）水环式真空泵

发电厂一般采用的是射水抽气器和水环真空泵。较早的机组上多采用射水抽气器，但由于水环真空泵具有结构简单、制造精度要求不高、容易加工、操作简单、维修方便等优点，在 300MW 以上的大机组中已经被水环式真空泵所取代。水环式真空泵受水环工作水温度的限制较大，存在“极限抽吸压力”，因此一般的水环式真空泵都采用前置大气喷射器，提高极限抽吸压力，也就是提高抽吸的真空值。惠州 LNG 电厂采用的佛山水泵厂生产的带前置大气喷射器的水环式真空泵。

1. 工作原理

水环真空泵是一种抽真空泵，在泵体中装有适量的水作为工作液，它所能获得的极限真空为 2 ~ 4kPa，串联大气喷射器可达 0.3 ~ 0.7kPa。

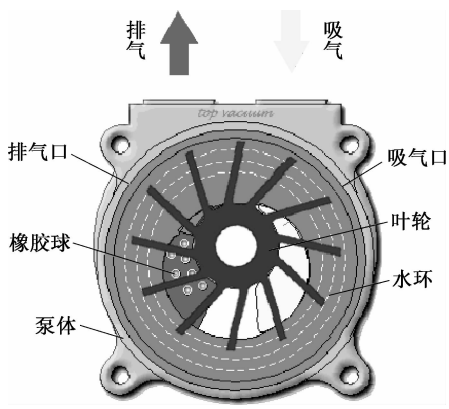


图 6-40　水环式真空泵工作原理图

水环真空泵的工作原理如图 6-40 所示。当叶轮按图中顺时针方向旋转时，水被叶轮抛向四周，由于离心力的作用，水形成了一个决定于泵腔形状的近似于等厚度的封闭圆环。水环的下部分内表面恰好与叶轮轮毂相切，水环的上部内表面刚好与叶片顶端接触（实际上叶片在水环内有一定的插入深度）。此时，叶轮轮毂与水环之间形成一个月牙形空间，而这一空间又被叶轮分成和叶片数目相等的若干个小腔。如果以叶轮的下部 0° 为起点，那么叶轮在旋转前 180° 时小腔的容积由小变大，且与端面上的吸气口相通。此时，气体被吸入，当吸气终了时小腔则与吸气口隔绝。当叶轮继续旋转时，小腔由大变小，使气体被压缩。当小腔与排气口相通时，气体便被排出泵外。

2. 水环式真空泵的优点

1）结构简单，制造精度要求不高，容易加工。

2）结构紧凑，泵的转数较高，一般可与电动机直联，无须减速装置。故用小的结构尺寸，可以获得大的排气量，占地面积也小。

3）压缩气体基本上是等温的，即压缩气体过程温度变化很小，故可以抽除易燃、易爆的气体。

4）由于泵腔内没有金属磨擦表面，无须对泵内进行润滑，而且磨损很小。转动件和固定件之间的密封可直接由水封来完成。

5）吸气均匀，工作平稳、可靠，操作简单，维修方便。

3. 水环式真空泵的缺点

1）效率低，一般在 30% 左右，较好的可达 50% 。

2）真空度低。这不仅是因为受到结构上的限制，更重要的是受工作液饱和蒸汽压的限制。用水作工作液，极限压强只能达到 2 ~ 4kPa。用油作工作液，可达 130Pa。

4. M701F3 型联合循环机组真空泵设备规范

M701F3 型联合循环机组每台机组配置了两台水环式真空泵，正常运行中一用一备，真空泵主要参数见表 6-7。

表 6-7　真空泵参数

真空泵	型式	单级水环式
	转速	740r/min
	抽速	28.0～66.5m^3/min
	吸入绝对压力	101.3～3.3kPa
	排气绝对压力	101.3kPa
	工作水补水量	0.4m^3/h
	工作水来源	除盐水
真空泵电动机	额定功率	110kW
	额定电压	380V
	额定电流	218.5A
	转速	740r/min

（二）大气喷射器

抽气器也可以将漏入凝汽器的空气和不凝结的气体连续不断地抽出，保持凝汽器始终在较高的真空下运行。抽气器可以分为射水和射汽（气）抽气器两种，区别主要是工作介质不同。

射汽（气）抽气器主要由工作喷嘴、混合室及扩压管三部分组成，其结构如图 6-41 所示。

其工作原理如下：

工作气体通过喷嘴，由压力势能转变为动能，在混合室中形成了高于凝汽器内的真空，达到把汽气混合物从凝汽器内抽出的目的。在扩压管内，工质的动能再转变为压力势能，略微抬高压力将混合物排出。工作流体可以为高压蒸汽，也可为高压水，前者称为射汽（气）抽气器，后者称为射水抽气器。惠州 LNG 电厂将抽气器前置在真空泵中，使用大气作为工作流体，也称为大气喷射器。

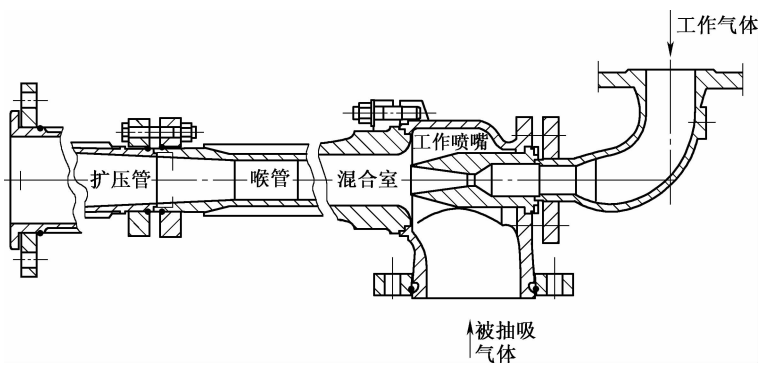


图 6-41　射汽（气）抽气器

大气喷射器是配置在水环式真空泵的进口管道上的一个前置射汽（气）抽气器，它的一端开口朝向大气，利用真空泵负压与大气压形成压力差而产生空气射流，在喷射器内获得比真空泵更低的抽吸压力，从而消除真空泵“极限抽吸压力”对凝汽器压力改善的限制。真空泵入口工作水温度对应的饱和压力就是水环式真空泵的极限抽吸能力。没有配置大气喷射器的真空泵运行噪声较大，叶轮容易出现汽蚀损坏。而真空泵加装大气喷射器之后，泵抽吸的空气流量大大增加，真空泵吸入区的压力远高于水环水温度所对应的“极限抽吸压力”，不会出现“汽蚀”现象，真空泵的运行状况也就较为平稳。

M701F3 型联合循环机组大气喷射器型号为 K-360，其驱动气体流量为 360kg/h，抽气压力为 3.386kPa，抽气流量为 120kg/h。

（三）汽水分离器

汽水分离器（见图 6-42）基本工作原理是利用气液比重不同，在一个突然扩大的容器

中，流速降低后，在主流体转向的过程中，气相中细微的液滴下沉而与气体分离。真空泵出口的汽水混合物进入汽水分离器后，混合物撞击到上挡板和侧挡板上，汽水分离，水沿着下挡板（有倾斜角度）流入筒体内，气体排入大气，这时进行了重力分离。

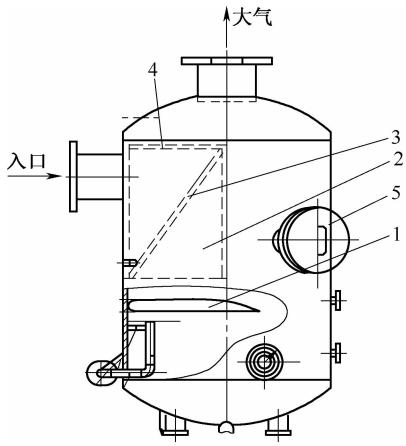


图 6-42　汽水分离器
1—下挡板　2—侧挡板　3—加强板
4—顶部挡板　5—入口

汽水分离器设置了就地翻板水位计。水位过高，汽水不能充分分离，水中含空气量增大，真空泵抽空气能力降低，影响真空泵出力，机组真空下降。汽水分离器水位过低，真空泵工作水量减少，不能正常建立真空泵水环，影响真空泵的出力和安全运行。因此设置了自动补水阀和自动放水阀控制分离器水位。

（四）工作水冷却器

水环式真空泵的工作水温不能过高，原因有两个：

1）因为水温和吸气量有关，工作水温度高，气量会递减，其凝汽器真空就会下降。

2）水环式泵中的工作水主要起密封和冷却作用。过高的温度会影响真空泵的冷却。

因此，水环式真空泵安装工作水冷却器，可以提高泵的效率。惠州 LNG 电厂使用的是板式冷却器。

（五）真空破坏阀

M701F3 型联合循环机组真空系统使用 220V 直流电动控制真空破坏阀，并使用密封水进行水封。由于真空破坏阀的阀芯两侧压力差大，难免空气漏入，因此在真空破坏阀的前端通入密封水，在真空破坏阀的阀芯上形成一定高度的水层，防止空气进入凝汽器。同时，真空破坏阀的阀杆上也通入密封水，对阀杆进行水封，防止漏空气，如图 6-43 所示。

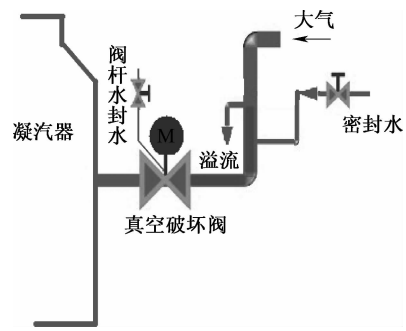


图 6-43　真空破坏阀

（六）运行及技术参数

真空系统主要运行及限额参数如下：

1）正常运行时凝汽器真空为 -98 ~ -94kPa，低报警值为 -87kPa，跳闸值为 -74kPa。

2）备用真空泵启动值为 -88kPa。

3）凝汽器低真空保护值为 -56kPa。

4）真空泵运行电流约为 190A。

5）气水分离器水位正常约为 10 ~ 20cm。

6）冷却器冷却水压力为 0.2MPa、温度 <40℃。

7）真空泵进口气动阀前后压力差达 3kPa，自动开启。

8）大气喷射器投入，真空泵吸入压力 <16.3kPa，即凝汽器真空值 < -85kPa。

四、系统的运行维护

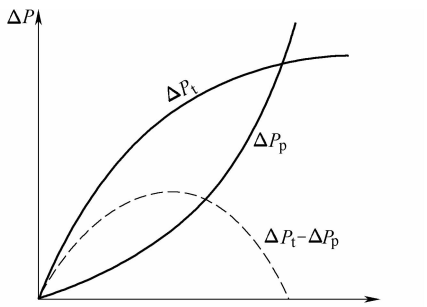
（一）最佳真空

发电机组运行时存在额定真空、极限真空和最佳真空。

一般蒸汽轮机铭牌排汽绝对压力对应的真空是凝汽器的额定真空。这是指机组在设计工况、额定功率、设计冷却水量时的真空。

凝汽设备在运行中应该从各方面采取措施以获得良好真空，但真空的提高也不是越高越好，而有一个极限。这个真空的极限由蒸汽轮机最后一级叶片出口截面的膨胀极限所决定。当通过最后一级叶片的蒸汽达到膨胀极限时，如果继续提高真空，蒸汽只能在末级叶片出口外进行膨胀，排汽口外自由膨胀形成汽阻，反而会降低经济效益，实际运行中很难达到。简单地说，当蒸汽在末级叶片中的膨胀达到极限时，所对应的真空称为极限真空。

对于结构已确定的凝汽器，在极限真空内，当蒸汽参数和流量不变时，提高真空使蒸汽在蒸汽轮机中的可用焓降增大，就会相应增加发电机的输出功率。但是在提高真空的同时，需要向凝汽器多供冷却水，从而增加循环水泵的耗功。由于凝汽器真空提高，使蒸汽轮机功率增加与循环水泵多耗功率的差数为最大时的真空值称为凝汽器的最佳真空。如图 6-44 所示，当蒸汽轮机功率增量减去循环水泵耗功增量（$\Delta P_t - \Delta P_p$）达到最大值时，即提高真空所获得的净效益为最大时，真空才是最佳真空。如果一味地增加冷却水量，使凝汽器内的真空高于最佳真空，这反而使电厂出力减少。综上所述，极限真空不一定是最佳真空。



ΔP_t– 蒸汽轮机功率增量　ΔP_p–循环水泵耗功增量

图 6-44　蒸汽轮机功率增量及水泵耗功增量与冷却水增量的关系曲线

（二）系统的投运

凝汽器建立真空的步骤可以简述为这 5 个步骤：①循环水系统运行；②凝结水系统运行；③辅助蒸汽系统运行；④启动轴抽风机，送轴封蒸汽；⑤启动真空泵。真空系统的操作投运如下：

1）检查确认真空系统相关工作票已经终结。

2）检查确认机组闭冷水系统已投运，且运行正常。

3）检查确认凝结水系统已投运，且运行正常。

4）检查确认轴封蒸汽系统已投运，且运行正常。

5）检查确认系统各阀门动作正常，开关位置正确，各表计显示正常。

6）检查确认低压缸大气薄膜完好。

7）检查确认真空泵气水分离器水位正常，分离器水位控制阀和溢流阀动作正常。

8）测量确认真空泵电动机绝缘合格，具备启动条件。

9）检查确认真空泵冷却器冷却水压力、温度正常。

10）根据需要，启动一台真空泵。

11）检查真空泵运行正常，进口气动阀自动开启。

12）关闭真空破坏阀，凝汽器真空缓慢上升。

13）检查确认，当真空泵吸入压力 < 16.3kPa（即凝汽器真空值 < －85kPa）后，射汽（气）抽气器工作气动蝶阀可自动开启，抽气器旁路气动蝶阀可自动关闭。

14）如有必要可启动两台真空泵抽真空，以加快凝汽器真空建立。

15）当凝汽器真空值 < －92kPa 时，停止备用真空泵，检查真空泵进口气动阀关闭、射汽（气）抽气器工作气动蝶阀关闭、射汽（气）抽气器旁路气动阀开启，将该泵投入自动备用。

16）检查确认凝汽器真空稳定，系统无明显漏点。

（三）系统的运行监视

真空系统在正常运行期间，除了异常情况下的紧急处理外，运行人员无需进行其他操作，但需要加强对系统的运行监视和就地的检查：

1）检查确认真空泵无异声、异味，振动、盘根密封、轴承温度、电动机温度、电动机电流等均正常。

2）检查确认气水分离器水位正常，分离器水位控制阀和分离器溢流阀工作正常，无高、低液位报警。

3）检查确认真空泵冷却器冷却水压力、温度正常。

4）检查确认真空破坏阀后 U 形水封水位正常。

5）检查凝汽器真空稳定，系统无明显漏点，真空值保持在 < －92kPa。

（四）备用真空泵自启的控制逻辑

满足下列三项“联锁启动”中某一项的所有条件时，备用真空泵联锁启动：

（1）联锁启动一

1）凝汽器真空建立命令。

2）任一轴抽风机在运行状态。

3）轴封蒸汽母管压力大于 10kPa。

4）凝汽器真空值大于 －92kPa。

（2）联锁启动二

1）运行真空泵出现故障或运行真空泵吸入压力高于 13.3kPa（凝汽器真空值大于 －88kPa）。

2）凝汽器真空值小于 －92kPa 信号保持 1（未被真空破坏指令或备用真空泵退出自动信号复位）。

3）备用真空泵在自动状态。

（3）联锁启动三

1）任一台循环水泵不在运行状态。

2）发电机出口开关 52G 在闭合状态。

3）备用真空泵在自动状态。

（五）真空系统的停运

1. 真空系统停运的条件

1）正常情况下，在机组转速低于 300r/min 时才可以破坏真空。

2）在机组轴承振动大、有异声等紧急情况下，可提前破坏真空。

2. 真空系统停运操作

1）退出备用真空泵自动备用。

2）停运真空泵，检查真空泵入口气动阀自动关闭，射汽（气）抽气器工作气动蝶阀关闭，射汽（气）抽气器旁路气动蝶阀开启。

3）打开真空破坏阀，检查凝汽器真空开始缓慢下降。

4）真空及机组转速到零后，停运轴封蒸汽。

真空泵停运时间在一周以上时，应关闭真空泵分离器补水阀，开启真空泵泵体放水阀和分离器放水阀，防止真空泵腐蚀、生锈。

五、系统运行优化及改造

（一）真空泵进口气动蝶阀改造

真空泵进口气动蝶阀设计时，是依靠进口处的压力差开关达到 3kPa 后自动开启，无法手动操作。在真空泵停运较长时间或者凝汽器灌水查漏后，真空泵的进口管道容易形成大量的积水。真空泵启动后，当进口处的压力差达到 3kPa 后出口阀打开时，瞬间大量积水进入真空泵，对真空泵正在高速旋转的叶轮造成很大的冲击，导致真空泵振动增大，并发出异常的响声，严重影响真空泵的安全运行。为防止以上现象，对真空泵进口气动蝶阀的控制程序进行了改造，设置为可以远方手动开关的阀门，并对运行操作进行相关的规定：在机组冷态启动（相当于真空泵长期停运）或凝汽器进行灌水查漏后，真空泵启动前需先手动开启进口气动蝶阀将进口管道中的积水放掉，以确保真空泵启动的安全。

（二）真空取样装置疏水管道堵塞

惠州 LNG 电厂曾发生过机组带满负荷正常运行时，机组真空缓慢降低至 -89. 3kPa，所有真空仪表都指示在 -89kPa 左右的现象。现场检查真空系统未发现泄漏，低压缸排汽温度正常也未出现增长，但真空泵入口处真空表显示为真空正常，通过切换真空泵及多启动一台真空泵机组的真空也未增长。停机后，检修人员对真空表进行校正也未发现异常。后经多次分析及检查确定，是真空取样装置疏水管堵塞所致。将真空取样装置的疏水管截断之后恢复正常。真空取样装置结构如图 6-45 所示。这是一起较少见的真空异常的事件，因此有必要将其作为一个真空异常降低的检查项目。

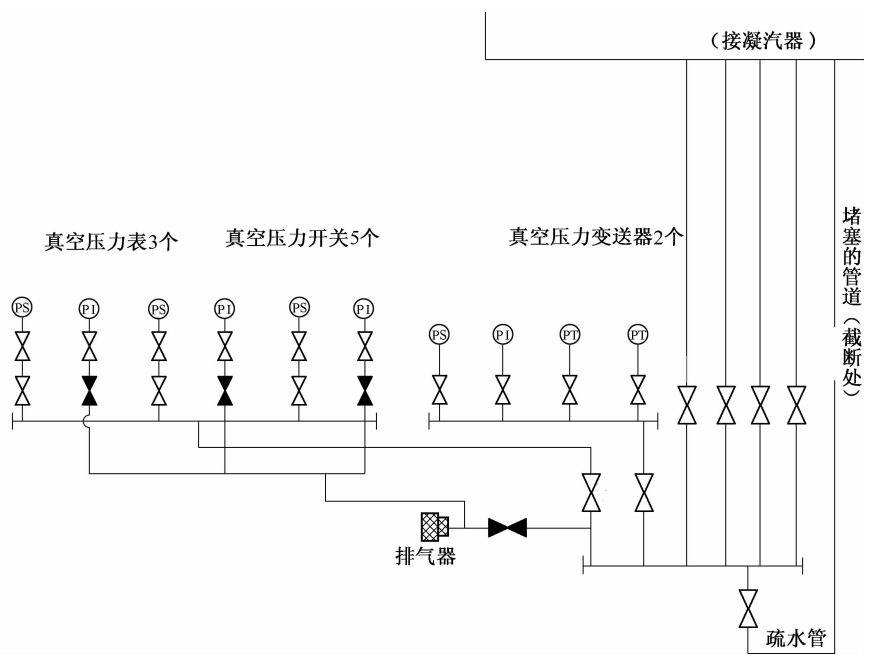


图 6-45　真空取样装置

六、系统典型异常及处理

1. 真空泵气水分离器水位异常

可能原因及处理方法如下：

立即到就地核对水位，必要时手动维持正常水位；检查气水分离器补水浮球阀和溢流阀动作是否正常；检查气水分离器补水旁路阀和底部排污阀是否关闭。水位异常不能维持运行时，应及时切至备用泵，并通知检修处理。

2. 凝汽器真空低

（1）可能原因

真空表计故障；真空破坏阀误开；循环水系统工作异常；真空泵工作异常；轴封系统异常；凝汽器水位过高；与凝汽器相连的阀门漏真空等。

（2）处理方法

检查真空泵工作情况，异常时应及时设法消除缺陷，必要时切至备用泵；检查真空破坏阀是否在全关位；检查循环水系统是否正常，异常时及时处理，必要时启动备用真空泵维持真空，视情况适当降低机组负荷；检查凝结水杂用水母管压力是否正常，凝汽器相连阀门水封水是否正常；检查轴封蒸汽母管压力、温度及轴封风机和轴封冷凝器水位是否正常，异常时及时恢复轴封系统；检查凝汽器水位正常，若水位过高，应尽快查明原因，恢复正常水位；全面检查系统是否存在漏点，设法隔离或堵漏；严密监视低压缸排汽温度，当排汽温度升高至70℃时，确认低压缸喷水自动投入，否则手动投入，排汽温度继续上升到120℃时机组应跳闸。

3. 运行的真空泵跳闸

（1）可能原因

真空泵电动机故障；真空泵故障。

（2）处理方法

运行真空泵跳闸后，应立即启动备用真空泵。分析检查真空泵跳闸原因，对跳闸真空泵电动机检查绝缘，通知检修人员处理。

4. 真空无法建立

（1）现象

正常抽真空过程中，各系统均正常的情况下，发现真空到一定值后真空度无法再升高，检查发现低压缸大气薄膜破裂。

（2）可能原因

破坏真空停机后，蒸汽泄漏进入凝汽器导致薄膜破裂。

（3）处理方法

更换破裂的大气薄膜。破坏真空停机后，应将蒸汽轮机侧主蒸汽管道泄压。

第十一节　控制油系统

一、系统概述

控制油系统也叫电气-液压（Electro-Hydraulic，EH）油系统，是一种电液调节系统，其作用是提供恒定压力、油质优良的高压抗燃油，并由它来驱动液压执行机构，使机组实现电液控制功能。联合循环电厂控制油系统的应用比单一循环机组更广，不仅控制蒸汽轮机高、中、低压主汽阀和调阀，而且还承担了燃料的控制和切断、IGV 和燃烧器旁路阀的控制任务。控制油系统负责接收指令，实现阀门驱动、遮断机组、调节保安、防止超速等任务。系

统的遮断由手动跳闸阀和高压遮断模块完成，并设置了冗余。

M701F3 型联合循环机组的控制油系统主要由：高压控制油供油装置组成的供油模块，电磁阀跳闸和手动跳闸组成的跳闸控制模块，燃气轮机阀门油动机和蒸汽轮机阀门油动机组成的阀门执行器模块三部分组成，结构如图 6-46 所示。

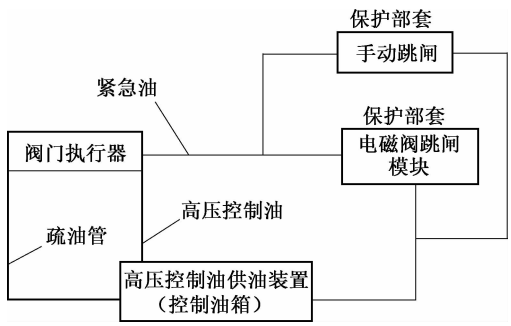


图 6-46　控制油系统构成示意图

二、系统流程

M701F3 型联合循环机组控制油系统流程图如图 6-47 所示。控制油油箱内的控制油经过控制油泵升压过滤后供至跳闸控制模块内的各跳闸电磁阀和执行器模块内各阀门执行机构，跳闸控制模块内的回油直接回至控制油箱，执行器模块内各阀门执行机构的回油经过冷却器后回到控制油箱。

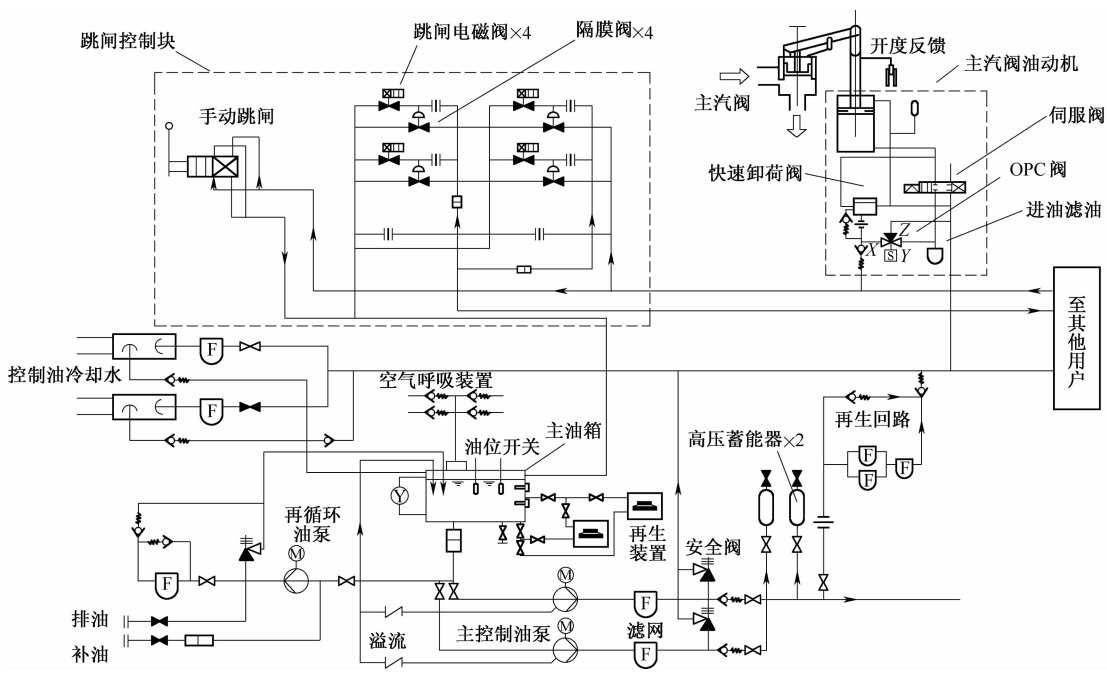


图 6-47　控制油系统流程图

在供油模块上设有两台容量为 100% 的控制油泵，一用一备配置；设有油循环过滤系统，通过再循环油泵实现控制油的加油、排油、清洁油和油循环加热；设有再生回路，通过过滤，降低油的酸值，使油保持中性，同时吸附并去除油中的水分；另外，还装有在线再生装置，可实现对运行中抗燃油进行再生、净化，除去油品老化、劣化所产生的有害酸性产物、胶质及油中的机械杂质等，保持油品性能的长期稳定。

三、主要设备及参数

EH 油系统主要由三大模块组成：供油模块、跳闸控制模块和执行器模块。

（一）供油模块

供油模块的作用是为燃气轮机和蒸汽轮机控制系统各执行机构提供符合要求的高压工作油（11.8MPa），同时保持液压油的正常理化特性和运行特性。它主要由集装式不锈钢油箱、主油泵、控制块、溢流阀、蓄能器、硅藻土过滤器、油再生装置、油循环系统、空气滤清器、控制油加热器、液位计、温度传感器、回油冷却系统及必备的监视仪等设备组成。

1. 油箱

控制油油箱为不锈钢油箱，容量为1300L。为了保证油箱内空气质量，油箱上设置一套空气呼吸器和一个压力缓冲容器，缓冲容器可以保证在油箱压力小范围波动时不与外界交换介质；当油箱内压力形成正压或负压达20kPa时，两个向内的逆止阀或两个向外的逆止阀动作，用来平衡油箱内的压力。油箱顶部安装两个油位开关，高油位报警值为+70mm、低油位报警值为-110mm，低油位报警信号发出后将自动停运过滤油泵和电加热器。油位不低于-70mm是控制油泵启动条件之一，当油位低于-210mm时运行泵将自动停止。油箱底部装有疏油阀及取样阀。还有油温表及温度变送器，当油温低于35℃时再循环油泵自动启动，高于45℃时自动停止；低于30℃时发出低报警；低于20℃时加热器自动投入，高于25℃时加热器自动停止；高于70℃发高报警；温度控制阀设定值为50℃。

在油箱内回油管出口下面，装有一个200目的不锈钢网兜，网兜内有一组永久磁钢组成的磁性过滤器，以吸取EH油中的金属垃圾。整套滤器可拿出来清洗及维护。由于抗燃油的密度比水的密度大，一般不在油箱底部装设放水阀，油中的水分只能靠其他分离装置除去。

2. 控制油泵

考虑系统工作的稳定性和特殊性，本系统采用两台容量为100%的恒压变量轴向柱塞泵（控制油泵）；采用双泵并联工作系统，当一台泵工作，则另一台泵备用；两台泵布置在低于油箱的基础面上，以保证一定的吸入压头。泵的出口压力设定为11.8MPa，为维持一个最小的工作流量以保证泵体不过热。在泵体上接再循环管引至油箱，其设定值可通过调节泵体上的调节机构来整定。主油泵供油压力低报警值为8.8MPa，压力低至8.3MPa时备用泵自启动，压力高至13.7MPa发高报警信号，这些都是通过压力变送器送至DCS实现的。控制油泵结构复杂，对油质要求高，所以油泵进口管安装过滤器，过滤器出口的压力表监视过滤器是否堵塞。每台泵的出口管道有一个供油滤网，当滤网差压高于0.69MPa时发出高报警，此时需要切换油泵并进行滤网清理。为防止系统压力过高，每台泵的出口还装有安全阀，压力过高（14.8MPa）时将油泄放到油箱。

轴向柱塞泵（见图6-48）的特点：轴向柱塞泵是利用与传动轴平行的柱塞在柱塞孔内往复运动所产生的容积变化来进行工作的；由于柱塞和柱塞孔都是圆形零件，加工时可以达到很高的精度配合，因此具有容积效率高、运转平稳、流量均匀性好、噪声低、工作压力高等优点；对液压油的污染较敏感，结构较复杂，造价较高。

恒压变量柱塞泵的工作原理：泵中的缸体由驱动轴通过电动机驱动，装在缸体孔中的柱塞连着柱塞滑靴和滑靴压板，滑靴顶在斜盘上。当缸体转动时，柱塞滑靴沿斜盘滑动，使柱塞沿平行于缸体的旋转轴线作往复运动。配流盘上的油口布置成，当柱塞被拉出时掠过进口，当柱塞被推入时掠过出口。泵的排量取决于柱塞的尺寸、数量及行程。而柱塞行程则取决于斜盘倾角。改变斜盘倾角可加大或减小柱塞行程。斜盘倾角可用下述任何一种方法调整，如手动控制、伺服控制、压力补偿控制及负载传感加限压器控制等。

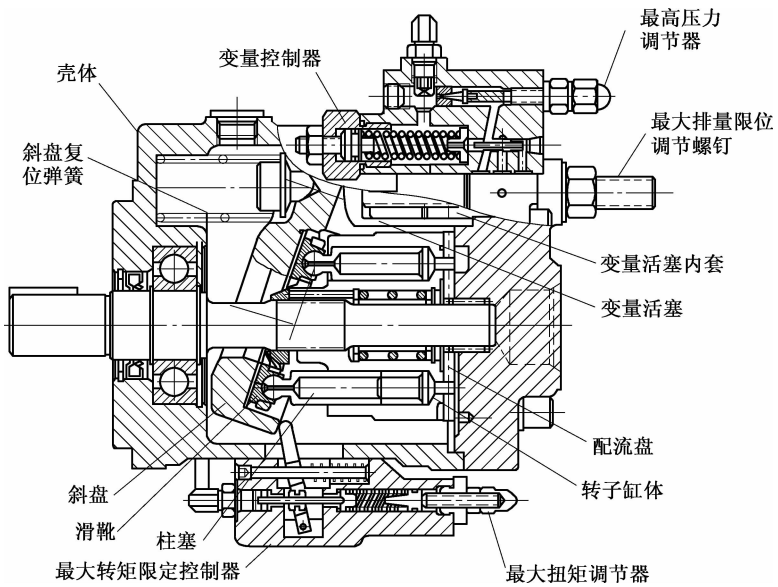


图 6-48　恒压变量柱塞泵结构剖视图

油泵启动后，油泵以全流量约 150L/min 向系统供油，同时也给蓄能器充油。当油压到达系统的整定压力 11.8MPa 时，高压油推动恒压泵上的控制阀；控制阀操作泵的变量机构，使泵的输出流量减少；当泵的输出流量和系统用油流量相等时，出口压力将保持在设定压力值附近，泵的变量机构维持在某一位置；当系统需要增加或减少用油量时，会根据出口压力的变化，自动改变输出流量，维护系统油压在 11.8MPa。

3. 控制块

控制块集中安装了以下部件：主油泵出口滤网（2 个）、主油泵出口安全阀（2 个）、主油泵出口逆止阀（2 个）、主油泵出口手动阀（2 个）、再生装置入口手动阀及节流孔、再生装置出口逆止阀、再生装置旁路逆止阀、回油冷却器旁路逆止阀。

4. 高压蓄能器

在供油母管接有 2 个高压蓄能器，它实际上是一个有自由浮动活塞的油缸，如图 6-49 所示。活塞的上部是气室，下部是油室。油室与高压油集管相通。蓄能器的气室充以干燥的氮气，正常的充气压力是 7.8MPa。

蓄能器的作用：维持系统油压相对稳定，吸收和缓冲油压的变化。每个蓄能器装有一个隔离阀和一个放油阀，组合使用能将蓄能器与系统隔绝并放掉蓄能器中的高压 EH 油至油箱，以便对蓄能器进行试验与在线维修。

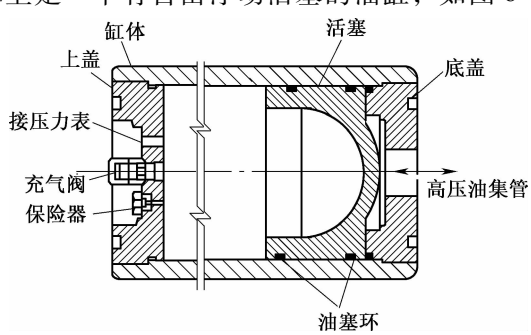


图 6-49　充氮式高压蓄能器

5. 控制油再生回路

控制油再生回路，是一种用来贮存吸附剂（硅藻土）使抗燃油再生的回路，如图 6-50 所示。目的是降低油的酸值，使油保持中性，同时吸附并去除油中的水分。它主要由硅藻土与波纹纤维滤油器（精过滤器）串联而成，

通过带节流圈的管道与高压油集管相通。由于有节流圈的作用，再生油压一般不超过0.5MPa，油流也较小。

操作硅藻土过滤器前的截止阀可以使再生装置投入运行，抗燃油流进硅藻土过滤器，再流入3μm精度的波纹纤维过滤器，最后送回油箱。硅藻土过滤器主要用来除去油中含有的酸，而波纹纤维过滤器是用来防止上级过滤器产生的污染、颗粒杂质进入油中。硅藻土滤油器与波纹纤维滤油器的滤芯均是可更换的。硅藻土过滤器前后装有压力表，用来监视再生油压和硅藻土滤器的差压。当差压达0.21MPa时，滤芯需要更换。波纹纤维过滤器装有差压开关，也是用来监视其滤芯工作情况的。当滤网差压达0.24MPa时，向远方发出高报警。

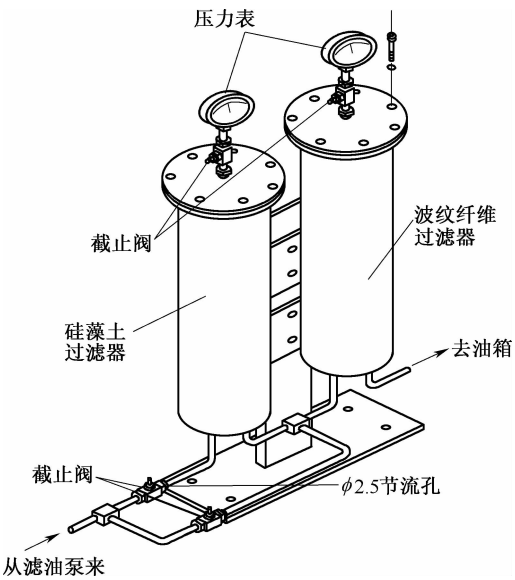


图6-50　控制油再生回路

在串联的硅藻土过滤器和波纹纤维过滤器的进出口间接有一个带弹簧式的逆止阀，目的是保护过滤器的滤芯。当过滤器差压达到一定值后，逆止阀打开，将油旁路掉，防止滤芯损坏。

硅藻土的缺点是，在降低酸值的同时会生成金属盐，产生二次污染。长时间投用再生装置会让金属盐及杂质进入系统，在管道和伺服阀流道内沉积，加剧伺服阀的电化学腐蚀，造成密封件老化、油系统泄漏等。所以，一般情况下应退出运行，只有在化验证明酸值超标时才投入，24h后化验合格后即可关闭再生回路。

6. 控制油冷却器

系统设置两台板式冷油器，用闭式冷却水将回油冷却到一定温度。冷却器冷却水进口安装有自动温度控制阀，将回油温度调节到50℃左右。

一个弹簧加载逆止阀装在压力回油的管路上，这样可在过滤器和冷油器两者中任一个堵塞进或回油压力过高时，使回油直接通过该阀回到油箱。

7. 循环过滤系统

油循环过滤系统的作用是用来加油、排油、清洁油和对油循环加热。由于机组正常运行时，控制油流量很小，仅靠油系统本身的滤油是不够的，必须借助油循环系统来加强滤油。油循环系统主要由控制油净化泵、滤油器及相关的管道阀门组成。循环过滤器装有差压表和差压开关，差压达0.24MPa时向远方发出高报警。一般情况下，它的主要作用是净化，该系统应连续运行。

8. 在线再生装置

为了弥补再生回路的缺陷，惠州LNG电厂在控制油供油系统中新加装了控制油再生装置，整个系统主要由进油部件、再生部件、过滤部件、保安部件及电气系统组成。其主要的作用是对运行中抗燃油进行再生、净化，除去油品老化、劣化所产生的有害酸性产物、胶质及油中的机械杂质等，保持油品性能的长期稳定，使油品性能指标充分满足调速系统设备安全运行的要求。必要的时候可通过旁路系统向控制油系统补油。

（二）跳闸控制模块

跳闸控制模块由 4 个 AST 电磁阀、4 个隔膜阀，以及相关的节流、仪表等组成。4 个电磁阀是受控制系统电气信号控制的。AST 电磁阀励磁关闭，失磁打开。在正常运行时，电磁阀带电关闭，复位油（控制）油进入隔膜阀上部，使隔膜阀关闭，从而封闭了安全油的泄油通道，建立了安全油压，使所有与安全油相关的执行机构动作，从而完成了挂闸。当电磁阀失磁打开，泄掉隔膜阀上的压力油；在弹簧力的作用下隔膜阀打开，从而泄掉安全油，使所有与安全油相关的执行机构跳闸，导致机组停机。

4 个电磁阀组采用串并联模式布置，即 1、3 并联的电磁阀再与 2、4 并联的电磁阀串联；并且采用冗余设置，由二通道构成，一通道由 1、3 电磁阀组成，二通道由 2、4 电磁阀组成。这样就具有多重的保护性，每个通道中至少必须有一只电磁阀打开才可导致机组跳闸，也只有同一通道的电磁阀全失效才可能导致机组拒动。这样能有效地防止跳闸阀模块误动或拒动。

每个电磁阀的压力油侧都串接有节流圈，挂闸时电磁阀关闭，压力油通过节流圈向隔膜阀上部充油，使隔膜阀关闭；电磁阀跳闸打开时，由于有节流圈对母管侧压力油的阻隔作用，使隔膜阀上的压力油迅速泄掉，保证隔膜阀快速打开。

在两个跳闸通道并联接入两个节流圈，其作用有三点：

1）建立一、二通道之间恒定的中间油压。

2）使安全油在运行中保持一定的流动性。

3）试验时能有效检测到中间油压的变化来判断结果，对安全油系统油压又不造成影响。

跳闸模块在设计上，还可在线进行电磁阀试验。在通道一与通道二的串接点上安装了电磁阀试验压力开关 PS6、PS7 及就地监视表 PI4。其中，PS6 用于中间油压力高报警，PS7 用于中间压力低报警，PI4 用于就地观察中间油压。做试验时，每个通道每个电磁阀单独进行，不能同一通道的 2 个电磁阀同时动作，防止机组有跳闸信号而造成拒动。做第一通道电磁阀时，首先将该通道要做试验的电磁阀置于试验位置，热工人员就地打开该电磁阀，则中间油压上升。当中间压力升到 9.8MPa 时，压力开关 PS6 动作发出报警，说明该电磁阀动作正常，将该电磁阀投回运行，同理做另一个。做第二通道电磁阀试验时，方法一样，此时中间压力下降到 3.9MPa 时，PS7 发报警，说明电磁阀动作正常。平时运行时，通过监视中间压力的变化来判断隔膜阀是否关闭或有泄漏。

在安全油进口总管上还接有 4 个压力开关，其中 1 个用于安全油低油压报警，动作值为 9.8MPa，另外 3 个用于安全油压低保护。当安全油压降到 6.9MPa 时，通过 3 取 2 动作向蒸汽轮机数字电液控制系统（Digital Electro-Hydraulic Control System，简称 DEH）发出信号使机组跳闸。

3 个跳机发信的压力开关上还设有试验和调试用的阀门，缓慢打开这个阀门，将压力开关的油慢慢泄掉。由于有节流圈对母管安全油的阻隔作用，压力开关的压力慢慢下降，从而可进行压力开关的压力设定和单个压力开关的发信试验。

另外，在就地还设有手动跳闸装置，紧急情况下，通过拨动就地跳闸手柄来连通油路，将安全油泄掉也可达到使机组跳闸的目的。

（三）执行器模块

执行器模块的主要作用是调节蒸汽轮机的进汽量和燃气轮机的燃料量，从而调节机组的

负荷和在危急情况下实现紧急停机。它主要由蒸汽轮机各蒸汽阀门——高压截止阀、调节阀，中压截止阀、调节阀，低压截止阀、调节阀；燃气轮机各燃气阀门——燃料截止阀、排放阀，主燃料压力控制阀 A 和 B、主燃料流量控制阀，值班燃料压力控制阀、值班燃料流量控制阀；压气机进口可调导向叶片（IGV）和燃烧器旁路阀，以及各自的液压伺服阀、OPC 电磁阀，卸荷阀，低压蓄能器，以及相关的管道仪表等组成。

燃气和蒸汽阀门执行器控制各自相关阀门的位置。阀门执行器的主要部件是小而动力强的液压缸和控制液压缸 EH 油的执行器模块。每个燃气和蒸汽阀门的开和关由一套阀门执行器部件控制，接收各自轮机控制系统的电位置信号。燃气和蒸汽阀门调节的对象和任务不同，其结构形式和调节规律也不同。但从大体来看，它们基本上大同小异，均是一种组合阀门机构。即在油动机的油缸上有控制块的接口，在该块上装有卸荷阀或伺服阀等，并加上相应的附加组件构成一个整体，成为具有控制功能的组合阀门机构。

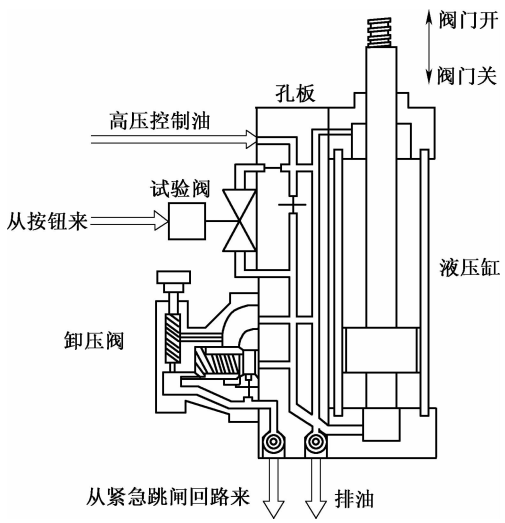


图 6-51　高、中压截止阀执行器组件

阀门执行器有两种类型：开关控制式和比例控制式。应根据实际要求，选择阀门执行器的形式。

1. 开关控制式执行器

中、低压蒸汽截止阀（见图 6-52）是全开或全关式，没有中间位置。高压控制油通过节流孔板进入执行器模块，然后进入液压活塞。有一个预启功能的卸压阀控制高压控制油的压力，当机组挂闸，卸压阀关闭，活塞下运行油压升高，蒸汽阀打开。当机组跳闸保护动作，执行器的卸压阀打开，释放活塞下运行油，快速关闭蒸汽阀。

燃气截止阀和燃气排放阀是开关型，其执行器（见图 6-52）共用一支路高压油，高压油位于两个阀和卸压阀之间。高压控制油先进入燃气排放阀的液压缸，油压克服弹簧的压力，向下推动阀杆，保持阀门关闭。从燃气排放阀的液压缸流出的高压油进入燃气截止阀，

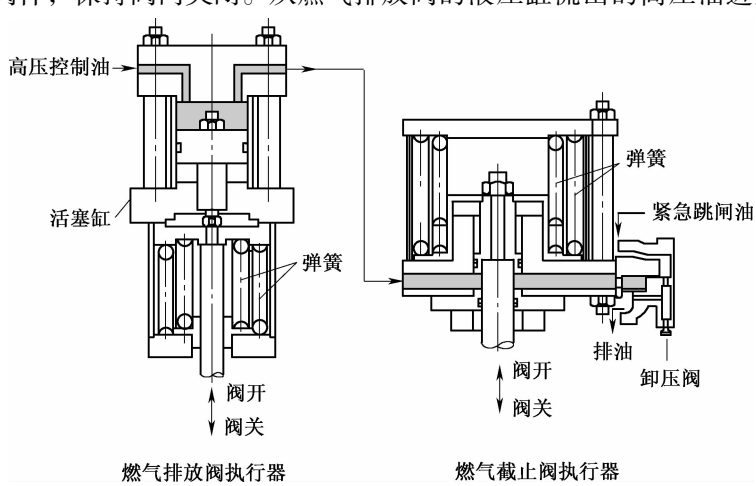


图 6-52　燃气截止阀和燃气排放阀执行器

克服弹簧的压力，向上推动阀杆，保持阀门打开。当紧急跳闸保护动作时，卸压阀打开，紧急跳闸油压消失，高压控制油压消失，系统排油，燃气截止阀全关，燃气排放阀全开。机组跳闸时，由燃气排放阀排掉被关在燃气截止阀和燃气流量控制阀间的燃气。在正常运行期间，卸压阀的紧急跳闸液压油压力等于高压控制油压力。液压油压力克服卸压阀的弹簧力，保持液压缸活塞就位，维持执行器的运行油压。因机组跳闸，紧急跳闸液压油压力减小，液压缸活塞移动，导致液压缸的运行液压油立即排出。

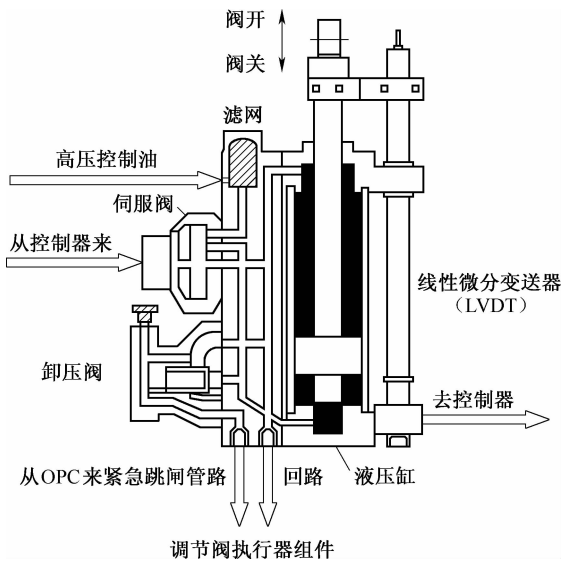


图 6-53　蒸汽轮机调节阀执行器组件

2. 比例控制式执行器

高压截止阀、高压调节阀、中压调节阀和低压调节阀是比例控制式执行器（见图 6-53）。因为需要按蒸汽流量控制阀门位置，因此装设有伺服阀和线型位移变送器（Lineer Variable Differential Transform，LVDT）。伺服阀的进口安装 10μm 的滤网，以提供干净的高压油。执行器伺服阀接收来自轮机控制盘的电控制信号，调节液压缸。阀门位置信号对应液压缸的油流量，LVDT 把阀门位置信号转换成模拟电信号，再反馈给轮机控制盘。反馈信号与阀门位置的命令信号比较，如果有差别，电子控制系统改变电信号，从而调节阀位。这些阀门的执行器上也装设卸压阀：当轮机跳闸或超速保护控制（蒸汽轮机的 OPC）动作，卸压阀打开，液压活塞下的运行液压油排出，阀门快速关闭。电磁阀也是阀门执行器组件的主要部件，在蒸汽阀执行器中，用来实现 OPC 和阀门的快速关闭。

值班燃气和主燃气流量控制阀应用的是紧急跳闸管路的燃气调节阀执行器，如图 6-54 所示。高压控制油通过滤网，给伺服阀提供干净的运行油。伺服阀从控制器那里接收电信号，给液压缸提供运行油，按图 6-54 所示方向驱动活塞。弹簧按另一方向驱动活塞，活塞在运行油压和弹簧力间平衡。当轮机启动，通过卸压阀从液压缸中释放运行油，执行器阀门打开。这样，执行器能够按伺服阀的信号要求连续调节燃气。当轮机跳闸，紧急跳闸油失去，卸压阀打开，运行油排出，导致阀门快速关闭。由阀门自带的传感器将阀位信号反馈给控制器。如果阀门开度信号与实际位置信号有差别，误差信号将送到伺服阀，继续调节。

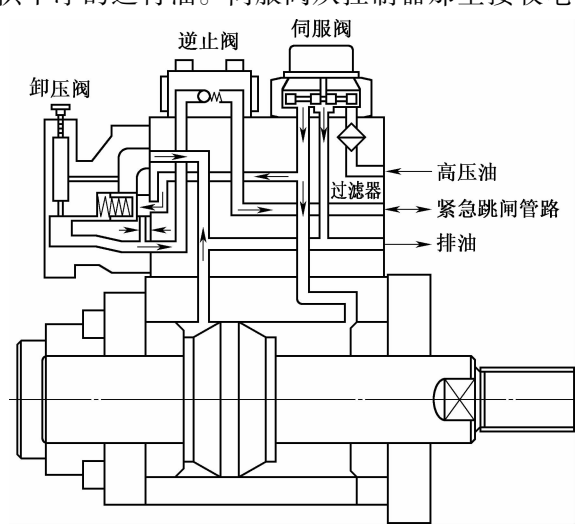


图 6-54　燃气调节阀执行器（带紧急跳闸管路）

燃气值班、主 A、主 B 压力控制阀应用的是不带紧急跳闸管路的燃气调节

阀执行器，如图 6-55 所示。高压控制油通过滤网，给伺服阀提供干净的运行油。伺服阀从控制器那里接收电信号，给液压缸提供运行油，按图 6-55 所示方向驱动活塞，弹簧按另一方向驱动活塞。活塞在运行油压和弹簧力间平衡。由阀门自带的传感器将阀位信号反馈给控制器。如果阀门开度信号与实际位置信号有差别，误差信号将送到伺服阀，继续调节。

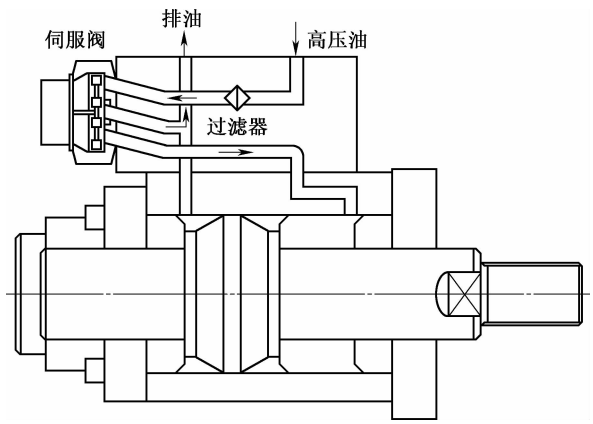


图 6-55　燃气调节阀执行器（不带紧急跳闸管路）

在 IGV 和燃烧器旁路阀执行器中，高压控制油通过滤网，给伺服阀提供干净的运行油。伺服阀从控制器那里接收电信号，给液压缸活塞的两侧提供运行油。活塞的位置由缸中的运行油确定。在紧急情况下，由伺服阀释放排出运行油，从而关闭阀门。由阀门自带的传感器将阀位信号反馈给控制器。如果阀门开度信号与实际位置信号有差别，误差信号将送到伺服阀，继续调节。

3. 其他组件

（1）电液伺服阀

电液伺服阀（见图 6-56）的作用是把电气量转换为液压量去控制油动机。经计算机运算处理后的欲开大或者关小汽阀的电气信号由伺服放大器放大后，在伺服阀中将电气信号转换成液压信号，使伺服阀主阀移动，并将液压信号放大后控制高压油的通道，使高压油进入油动机活塞下腔，油动机活塞向上移动，经杠杆带动汽阀使之开启，或者是使压力油自活塞下腔泄出，借弹簧力使活塞下移关闭汽阀。当油动机活塞移动时，同时带动线性位移传感器，将油动机活塞的机械位移转换成电气信号，作为负反馈信号与前面计算机处理后送来的信号相加。由于两者的正、负相反，实际上是数值相减。只有在原输入信号与反馈信号相加后，使输入伺服放大器的信号为零后，这时伺服阀的主阀回到中间位置，不再有高压油通向油动机下腔或使压力油自油动机下腔泄出。此时，汽阀便停止移动，并保持在一个新的工作位置。

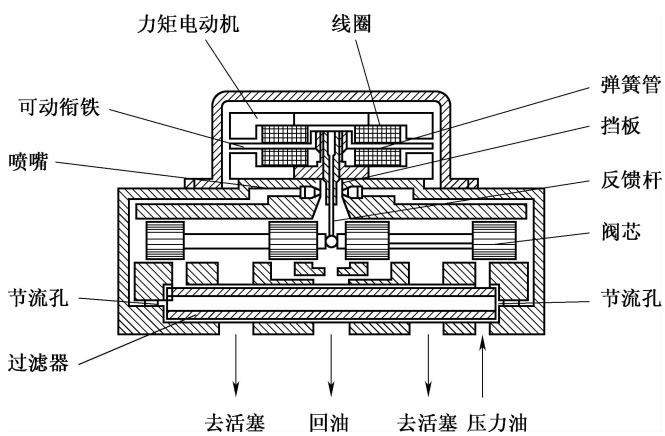


图 6-56　电液伺服阀原理图

电液伺服阀是由一个力矩电动机、两级液压放大和机械反馈系统等组成。力矩电动机是由一个两侧绕有线圈的永久磁铁组成。

当伺服放大器输出的电流改变时，电液伺服阀内力矩电动机的衔铁线圈中有电流通过，产生一个磁场，在其两侧磁铁的作用下，产生一个放置力矩，使衔铁放置并带动与之相连的挡板转动。如当衔铁往左上翘时，挡板移近左边喷嘴，使左喷嘴的泄油面积减小，使流量减小，喷嘴前的油压升高；与此同时，右边喷嘴与挡板的距离增大，流量增加，喷嘴前的油压降低。

（2）快速卸荷阀

快速卸荷阀（见图 6-57）安装在油动机液压块上，它主要作用是当机组发生故障必须紧急停机或正常停机时，安全油泄压后，快速泄放油动机活塞下腔的压力油。这时不论伺服放大器输出的信号大小，在阀门弹簧力作用下，均使阀门迅速关闭。

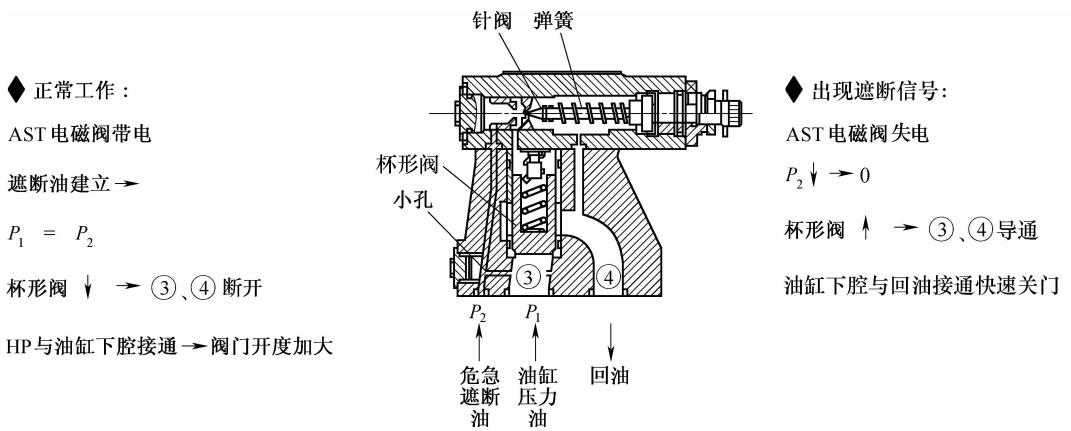


图 6-57 快速卸荷阀工作原理

（3）OPC 电磁阀

蒸汽轮机高、中、低压调门执行机构带有三个 OPC 电磁阀。当机组 OPC（超速保护控制）动作时，3 个 OPC 电磁阀带电开启，操作油压失去，调门随之关闭。OPC 条件消失后延时 1.8s，3 个 OPC 电磁阀失电关闭，操作油压重新建立，调门打开。

OPC 在以下工况发生时动作：

1）机组超速 107.5%。

2）机组负荷高于 24% 时发生甩负荷工况。

3）机组只带厂用电运行。

（4）试验电磁阀

中压主汽阀和低压主汽阀由于没有伺服阀，因此需要安装单独的试验电磁阀，定期对蒸汽轮机的阀门进行活动性试验，以保证机组在正常运行工况下，阀门不出现卡涩。

四、系统的运行维护

（一）系统的启动

1. 投运前的准备和检查

控制油系统启动前，需先确认机组闭冷水系统已投运正常，并且需先投运控制油循环过

滤系统，启动控制油净化泵，主要检查和准备如下：

1）检查确认系统相关电源已正常投入，无异常报警信号。

2）检查确认系统各表计在线投入，显示正常。

3）检查确认控制油箱油位在高位，油质合格。

4）检查确认控制油箱油温 >30℃，否则投入电加热器加热到 35℃以上。

5）检查确认控制油再循环泵、控制油泵具体启动条件。

6）检查确认系统上各阀门开关位置正确。

2. 控制油系统的投入运行

1）启动控制油净化泵，检查确认循环过滤系统运行正常。

2）启动一台控制油泵，检查确认控制油泵运行正常，控制油压力正常。

3）投运控制油冷却器。

4）检查确认系统无泄漏。

5）将备用控制油泵投入自动备用。

（二）系统的运行监视

机组正常运行中，需严密监视控制油系统的运行情况，特别是控制油泵的运行情况，一旦控制油系统失去压力，机组直接跳闸，这将严重影响机组和电网的安全。主要监视内容有：

1）检查确认控制油泵无异声、异味，振动正常，电动机电流和电动机绕组温度正常。

2）检查确认控制油箱油位正常。

3）检查确认控制油泵出口滤网压差正常。

4）检查确认控制油压力在正常范围内。

5）检查确认控制油中间油压正常。

6）检查确认控制油箱油温为 50℃左右，冷却器温控阀工作正常。

7）检查确认净化泵无异声、异味，振动正常，电动机电流和电动机绕组温度正常。

8）检查确认净化泵出口压力正常，出口滤网差压正常。

9）检查确认系统无泄漏。

10）正常情况下控制油系统硅藻土过滤器回路应抽出过滤器滤芯运行。

（三）系统的停运

机组停运超过 24h 后，若无启机计划可停运控制油系统，但为防止刚停运时蒸汽轮机的高温造成部分残存在油动机组件里的 EH 油的高温氧化和裂解。控制油系统最好在机组停运 3 天以后才停运。停运步骤如下：

1）退出备用控制油泵的自动备用。

2）停运控制油泵。

3）控制油再生装置一般不停运，维持运行，保证控制油优质。

4）如有必要，停运控制油净化泵（净化油泵一般不停，以达到循环净化的效果）。

（四）控制油系统日常维护

要保证控制油系统的安全稳定运行就要加强对系统的日常维护。

1. 控制油系统的清洁

控制油系统应该定期进行清洁工作，扫除外表的灰尘油污。特别在执行检修工作时，要注意保持工作环境的清洁，对测量 EH 油的压力表/开关校验后，一般情况下需经过静置 3h

以上并用无水酒精清洗，防止矿物油混入 EH 油中，禁止对其使用四氯化碳等含氯清洗剂。对检修中新安装的 EH 油管道要进行吹扫，防止存在于管道中的杂质进入 EH 油系统。要定期进行油质化验，加强化学监督，不合格的油绝对不能进入 EH 油箱；不同厂商的 EH 油也不要混用；并及时进行 EH 油滤油工作，保证 EH 油的油质。

2. 控制油系统的检查和试验

为了保证系统的连续运行和避免机组故障停机，必须遵循定期检查及试验规程：

1）定期检查控制油泵。

2）定期对电液转换器进行检测，尽快发现存在的故障和隐患，及时处理。

3）定期检查 EH 油管路接头、焊口及密封件，防止密封件损坏和接头松脱等故障发生。

4）定期对硅藻土及纤维精滤器运行状况进行监视。当水分和酸性指标超标时马上更换硅藻土，降低 EH 油中杂质的颗粒及酸性指标。

5）加强对 EH 油油质的监测，监控其主要指标有酸值、电阻、颗粒度、电阻率、水分，黏度、氯含量等在正常范围内。

6）定期轮换控制油泵，避免单台 EH 油泵疲劳运行，危急机组运行安全。

五、系统常见故障及处理

1. 控制油系统压力下降

（1）可能原因

油中杂质将油泵出口滤网的滤芯堵塞；油箱控制块上溢流阀整定值偏低；油泵故障导致出力不足，备用油泵出口逆止阀不严；系统中存在非正常的泄漏，主要有：

1）执行机构快速卸荷阀未关严。

2）电液伺服阀严重内漏。

3）油动机活塞由于磨损、腐蚀，造成密封不严，漏流增大。

4）蓄能器回油阀、OPC 试验放油阀等未关严。

5）油管路节流孔堵塞。

（2）处理方法

发现控制油压下降，立即查找原因并作出相应措施；若运行油泵出口滤网差压高，应切换至备用油泵运行并联系检修清理；检查泄压阀动作情况，若误动应及时联系维修处理；运行油泵异常，应切换到备用油泵运行并联系检修处理；当控制油压小于 8.3MPa 时，备用油泵自启动，否则手动启动；发现控制油系统泄漏，应在尽可能维持控制油压的前提下，隔离泄漏点，并及时联系检修补油。若泄漏严重不能隔离，应立即故障停机。

2. 控制油压晃动

（1）可能原因

溢流泄压阀工作异常，备用油泵出口逆止阀故障，油箱油位过低等。

（2）处理方法

控制油压晃动时，应立即检查控制油泄压阀及备用油泵出口逆止阀工作情况，必要时应及时联系检修处理；检查控制油箱油位，必要时联系加油；必要时切换到备用控制油泵运行。经处理仍不能消除控制油压晃动，难以维持机组正常运行，应故障停机。

3. 控制油箱油位下降

（1）可能原因

控制油箱油位下降，一般是控制油管路漏油或冷却器泄漏引起的。

（2）处理方法

发现控制油箱油位下降，应立即检查漏点进行隔离，同时立即补油，联系检修处理；控制油箱油位无法维持，直至低低时（－210mm），控制油泵跳闸，导致机组跳闸。

4. 中间油压不正常

（1）可能原因

隔膜阀关闭不严密；油压开关误动作；节流孔异常。

（2）处理方法

检查隔膜阀阀芯；调整压力开关；清理节流孔。

5. 控制油泵电流增大

（1）可能原因

油泵本身故障；控制油系统母管上的溢流阀卡涩，未能正常回座致使系统流量增大；再生装置旁路阀内漏；最小循环流量阀误开；任一伺服阀发生内漏。

（2）处理方法

检查油泵或切换备用泵；检查溢流阀工作状况；短时隔离再生装置以判断故障；检查并调节最小循环流量阀的开度；更换发生内漏的伺服阀。

第十二节　润滑油系统

一、系统概述

润滑油系统的作用是向燃气轮机、蒸汽轮机和发电机的轴承、燃气轮机排气侧支承、发电机密封油系统和顶轴油系统提供一定温度和压力的过滤后的洁净润滑油，以确保机组安全可靠地运行，防止发生轴承烧毁、转子轴颈过热弯曲等事故。润滑油系统对于轴承的主要作用：润滑轴承，冷却轴承，吸收轴承振动，清洗并带走轴承磨损物颗粒。

对于单轴联合循环机组，燃气轮机与蒸汽轮机共用一套润滑油系统；对于多轴联合循环机组，燃气轮发电机组与蒸汽轮发电机组可以共用一套润滑油系统，也可以各自单设一套润滑油系统。机组正常运行时的工作油泵，可以由主机通过辅助齿轮驱动，也可以由交流电动机驱动，大型机组为了简化结构多采用电动泵。惠州 LNG 电厂燃气轮机、蒸汽轮机和发电机机组单轴布置，因此燃气轮机、蒸汽轮机和发电机共用一个润滑油系统，所有润滑油泵集中布置在油箱顶部。M701F3 型燃气-蒸汽单轴联合循环机组的润滑油系统采用全电动油泵，并与蓄能器和压力调节阀配置。在保证机组润滑油压力稳定运行的情况下，这样即简化了整个机组设计，又降低了机组的功耗，方便了对润滑油系统的维护。

二、系统流程

M701F3 型联合循环机组润滑油系统流程示意图如图 6-58 所示。系统图如图 6-59 所示。

主润滑油箱中的润滑油经由交流润滑油泵升压后，经过泵出口的逆止阀，经过冷油器以及温控阀，将油温调整在限定值以内；然后润滑油进入过滤器去除杂质，经自动压力控制阀

调整润滑油供应压力，然后润滑油供给轴承、盘车、密封油、顶轴油等各润滑油用户；之后经回油粗过滤器后重新回到主润滑油箱中。

润滑油各用户产生的油烟依靠润滑油箱的负压伴随着回油进入润滑油箱中，然后经油雾分离器分离后，由润滑油排油烟风机排到大气中。

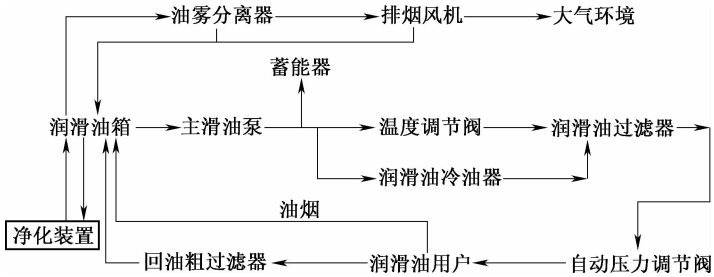


图 6-58　润滑油系统流程示意图

事故情况下，直流润滑油泵紧急启动运行时，润滑油不经过过滤器过滤及冷油器冷却直接供应给各润滑油用户（润滑油系统如图 6-59 所示）然后回到润滑油箱。因为直流润滑油泵本身就是在交流电源和保安电源全部中断的情况下为了保证蒸汽轮机轴瓦的安全设置的。经过过滤器及冷油器反而增加了阻力，也就增加了直流油泵电动机的耗电量。同时也可以防止过滤器及冷油器任何一个出问题而断油。正常情况下，直流润滑油泵不应长期运行。

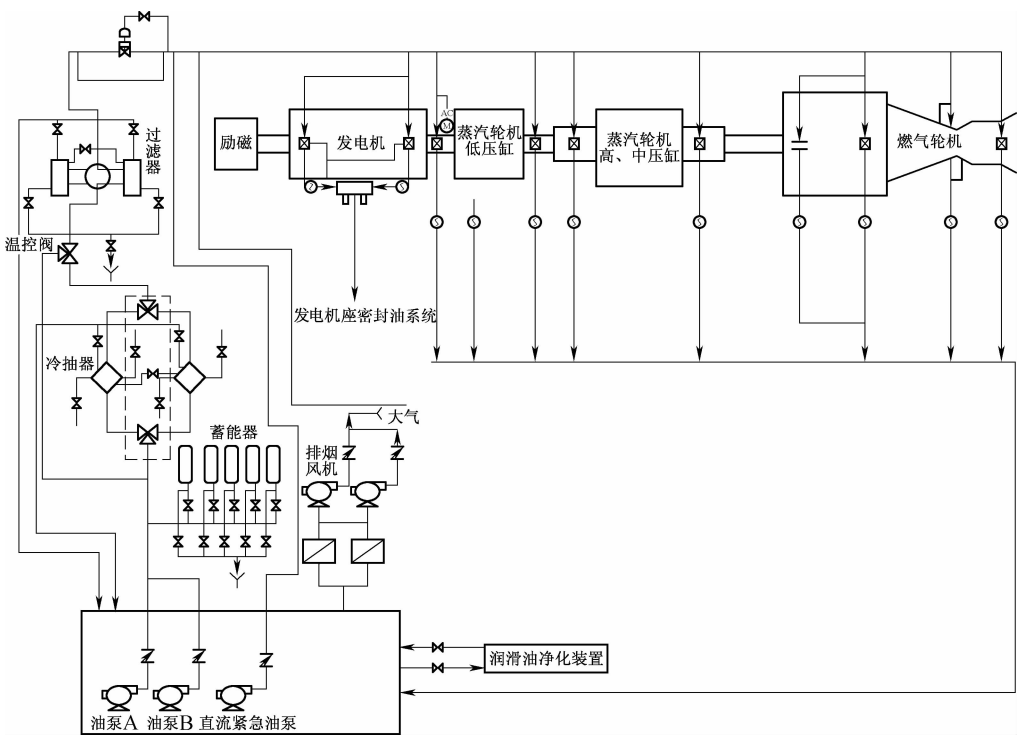


图 6-59　润滑油系统图

润滑油净化装置直接从主润滑油箱底部抽取油进行循环过滤或者脱水，然后再回到润滑油箱的上部。

三、主要设备及技术参数

润滑油系统的主要设备有：润滑油箱，两台带蓄能器的主润滑油泵，一台直流事故油泵，润滑油冷油器和温度控制阀，润滑油过滤器和压力控制阀，两台排油烟风机和两套油雾分离器，润滑油油净化装置。

（一）润滑油箱

随着机组容量的增大，油系统中用油量随之增加，油箱的容积也越来越大，为了使油系统设备布置紧凑和安装、运行、维护方便，油箱采用集装方式。惠州 LNG 电厂机组采用集装油箱，容积（满）51890L，系统总油量约 47000L。

主油箱的内部装有过滤网用以过滤来自轴承的回油。在主油箱的内部装有两台交流润滑油泵，一台供润滑系统用油的直流事故油泵，一个浮球翻板式油位计用以监视油箱正常油位。而在主油箱的顶部装有排油烟风机将油中分离出的烟气，蒸汽排出油箱外。

在润滑油主油箱上装有将油引到净化装置和返回主油箱的清洁油的接管，在主油箱上还装有补充油接口，可以使用净化装置进行补油操作。在主油箱的下方装有用于维修和紧急情况的排放管线，以便排放积水和杂质，以及在油系统发生火灾事故时快速放油。

（二）交流润滑油泵

主润滑油箱内部安装有两台 100% 容量的主润滑油泵。主润滑油泵为交流电动机驱动的立式离心潜油泵，油泵浸没在最低油位线以下，可提供大流量高压的润滑油，流量为 6400L/min，出口压力为 0.58MPa，额定功率为 160kW，配备自动投退的 220V/100W 电动机加热器。正常运行时，一台交流润滑油泵运行，另一台处于备用状态。当运行油泵出口压力低于 0.467MPa 时，发出压力低报警信号并启动备用泵。

主润滑油泵的出油管路上装有 5 个气囊式蓄能器，用于缓冲运行润滑油泵跳闸备用润滑油泵启动或者润滑油泵切换时，润滑油供油压力的波动。蓄能器里面装有一个充有一定压力氮气的气囊，当润滑油压力高于氮气压力时，氮气气囊被压缩润滑油压入蓄能器，润滑油压力越大进入蓄能器的润滑油越多，当润滑油压力降低时，蓄能器里面的润滑油被氮气气囊挤出。蓄能器具有吸收和释放润滑油的功能，可减少润滑油管路上的压力波动。每个蓄能器的容积为 183L，充入的氮气压力为 0.29MPa。当由主油泵切换到备用油泵或主油泵跳闸而备用油泵未及时启动引起的供油油量的变化，通过出口母管上的蓄能器可减少供油母管的压力波动，保证机组运行时不出现断油现象。

（三）直流事故油泵

在主油箱内部安装有一台直流事故油泵。它是直流电动机驱动的立式离心潜油泵，出口压力为 0.265MPa，流量为 4800L/min，电动机功率为 55kW。当润滑油供油母管压力低于 0.189MPa 时，发出压力低报警；当供油母管压力低于 0.169MPa 时，机组跳机，直流事故油泵启动。直流事故油泵在润滑油供油压力低于跳闸值或交流电源失电的情况下，供应润滑油，保障机组安全停运及停运后的供油。

（四）润滑油冷油器及温控阀

润滑油流过各润滑点（轴承、盘车齿轮等）后温度上升 14～33℃，因此，从系统回来的润滑油必须冷却以保证合适的供油温度。系统设置两台 100% 容量的润滑油冷油器，其结构为板式换热器，具有结构紧凑、低流动阻力、不易结垢、高换热效率等特点；利用闭式循环冷却水冷却润滑油，目的是将热的润滑油冷却到一定温度然后供给轴承。冷油器采用双联

布置，通过三通阀相互连接，一台运行一台备用，在运行过程中就可以手动切换冷却器。根据不同工作状态，为了保证油膜的正常建立，规定了两个润滑油控制温度：在机组运行时，润滑油温度46℃；机组停运盘车期间，润滑油温度33℃。

板式冷油器（见图6-60）采用换热波纹板叠装于上下导杆之间构成主换热元件。导杆一端和固定压紧板采用螺钉连接，另一端穿过活动压紧板开槽口。压紧板四周采用压紧螺杆和螺母把压紧板和换热波纹板压紧固定，两两换热的波纹板之间构成流体介质通道层。作为换热元件的波纹板，一侧是闭式循环冷却水，另一侧是润滑油，构成油水的换热通道层交错布置。

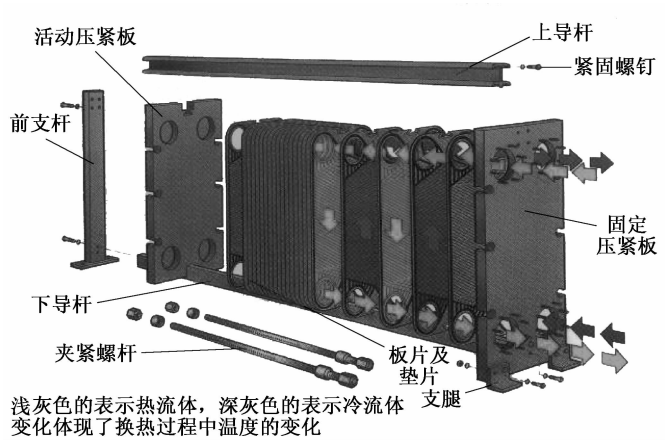


图6-60 板式冷油器

润滑油的温度由冷油器上游的温度控制阀控制，它是气动三通控制阀。正常运行时，通过冷却器出口油温来控制温度控制阀开度，使部分润滑油通过旁路与冷却器出口润滑油混合达到控制润滑油温度。

（五）润滑油过滤器及压力控制阀

M701F3型联合循环机组使用PALL过滤器为双联式过滤器，一用一备，可在线切换，最高使用温度为100℃，设计运行压力为1.5MPa，过滤精度为10μm；设有进出口差压监视，当差压大于0.11MPa时切换到备用过滤器运行，将脏的过滤器进行隔离清洗。过滤器的功能是去除润滑油中的粒子或异物，防止介质劣化及元件发生污染、磨损、堵塞。

润滑油过滤器的下游安装有一个润滑油压力控制阀，其结构为弹簧加载、薄膜驱动。润滑油压力控制阀调整好后，阀后的润滑油压力基本不变。动作过程如下：在润滑油压力控制阀后，引一股润滑油作为阀的控制动力源；当阀后的压力增大时，控制用油推动压力控制阀使其开度变小；当阀后的压力减小时，弹簧反作用力推动压力控制阀使其开度增大，维持阀后的压力基本不变。

（六）排油烟风机和油雾分离器

润滑油润滑冷却轴承后温度升高，在这个过程中润滑油也会受热分解产生油烟，一些空气及轴封系统的蒸汽也会进入润滑油系统。润滑油箱除了起贮油的作用外，还担负着分离空气、水分和各种机械杂质的任务。油箱中油流速度应尽量缓慢，回油管应布置在接近油箱的油面，以利于油层内空气逸出。油箱的容量越大，越有利于空气、水分和各种杂质的分离。

润滑油系统设置有两台排油烟风机，一台运行，另一台备用。它们是交流电动机驱动的离心式风机，全压为10kPa，流量为2880m^3/h，电动机功率为15kW。风机的吸风口前装有手动操作可调蝶阀，调整蝶阀的位置即可改变风机进口风道的通流面积（即改变风机的吸风量），从而达到调整轴承油箱及回油系统微负压的目的。通过排油烟风机维持油箱微负压，防止油烟泄漏在高温环境下发生爆炸，将轴承箱内的油烟、水分、空气等集中收集然后排放。油雾分离器是将排放的油烟中携带的油滴截留下来，减少油损失和环境污染。

每台抽油烟风机都装有一台油雾分离器。油雾分离器是聚集式的，它能吸附油蒸汽中的

大部分油雾，排出的油被送回到主油箱。

（七）润滑油净化装置

经过一段时间的运行，润滑油油质会变差，主要是来自管道中的固体颗粒、油水乳化结构和轴封蒸汽中的水分造成的，通过润滑油净化装置除去油中的固体颗粒、乳化结构和水分维持润滑油油质。润滑油净化装置如图 6-61 所示。北京玻尔公司生产的 HCP 聚结分离式净化装置，可间隙运行和连续运行，有脱水模式、循环过滤模式和排空容器模式三种模式。平时根据润滑油样检测结果，使用不同的模式。脱水模式用于除去润滑油中的水分。由于聚结滤芯材料独特的极性分子的作用，油液中的游离水以及乳化水在通过滤芯后聚结成为较大的水滴。循环过滤模式用来除去润滑油中的杂质。排空容器模式一般是用在该净化装置需要检修时，排空里面的油。另外，还可以使用润滑油净化装置对润滑油箱进行补油操作。

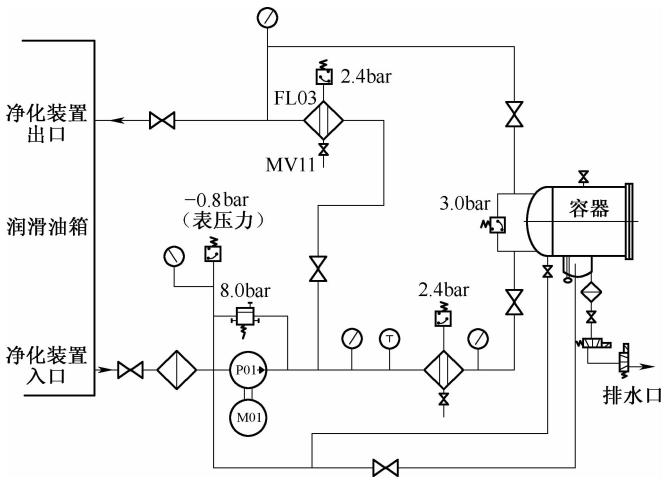


图 6-61　润滑油净化装置

净化装置设置有吸油过滤器（过滤精度为 1500μm）、保护过滤器（过滤精度为 3μm）、聚结过滤器（过滤精度为 1μm）、循环过滤器（过滤精度为 6μm）及净化油泵等设备。净化油泵为排量 70mL/r 的 1 台流量泵（3kW，4 级电动机驱动）工作流量为 $6m^3/h$。

（八）其他运行及限额参数

1）润滑油供油压力为 0.26MPa，低报警值为 0.189MPa，跳闸值为 0.169MPa，机组跳闸后直流润滑油泵自启动。

2）盘车装置闭锁润滑油压力为 0.04MPa。

3）润滑油泵出口压力为 0.58MPa，低报警值为 0.467MPa，低报警后启动备用交流润滑油泵。

4）润滑油箱负压为 −3kPa，高报警值为 −0.98kPa，高报警后启动备用风机。

5）润滑油滤网差压应小于 0.11MPa。

6）润滑油供油温度为 40 ~ 46℃，高报警值为 60℃，跳闸值为 65℃。

7）润滑油温升 <31℃（回油与进油温差）超过 31℃应故障停机。

四、系统的运行维护

（一）系统的投运

润滑油系统投运前，润滑油箱油位应比正常油位高 100mm 左右，且润滑油油质经化验合格。当任何一台交流润滑油泵故障时，机组应禁止启动。严禁在润滑油系统没有启动的情况下，进行任何方式的盘动转子的工作。

1. *启动前的检查与准备*

1）检查确认机组闭式冷却水系统已投运，且运行正常。

2）检查确认密封油系统具备投运条件。

3）检查系统各阀门动作正常、开关位置正确，各表计显示正常。

4）检查确认润滑油箱油位在高位，油质合格。

5）检查确认交流润滑油泵、直流润滑油泵和润滑油箱排烟风机具备启动条件。

6）检查确认润滑油箱油温 >15℃，否则投入电加热器加热到 20℃以上。

2. 系统的启动

1）启动一台油烟风机，检查确认油烟风机运行正常，润滑油箱压力缓慢降至 -2.5kPa 左右，将备用油烟风机投入自动备用。

2）启动一台润滑油泵，检查确认润滑油泵运行正常，检查确认润滑油泵出口压力、润滑油供油压力、温度均正常，必要时应调整润滑油压力调节阀以调节供油压力。

3）检查确认系统无泄漏。

4）检查确认投运的润滑油过滤器压差正常。

5）检查确认各轴承回油温度、金属温度正常，润滑油箱油位下降后逐渐稳定。

6）将备用交流润滑油泵投入自动备用。

7）将直流润滑油泵投入自动备用。

（二）系统的运行监控

润滑油系统是机组安全运行的保障。在集控室操作台上，为了保障大轴安全，设置了两台交流润滑油泵和直流润滑油泵的电气紧急启动的按钮。事故情况下 DCS 中无法启动润滑油泵时，应立即按下相应启动按钮，避免润滑油中断造成断轴烧瓦。另外，润滑油系统应定期进行每月一次润滑油联动试验，保障润滑油泵能正常联动。

正常运行中，需重点监视以下内容：

1）检查确认系统无泄漏，各轴承回油正常。

2）检查确认润滑油泵无异响、异味、振动，电动机电流和绕组温度正常。

3）检查确认润滑油箱油位正常。

4）检查确认润滑油过滤器差压正常。

5）检查确认润滑油箱温度正常（投盘车时，润滑油温 >20℃；机组启动前，润滑油温 >35℃）。

6）检查确认润滑油温度控制阀开度正常。

7）检查确认润滑油箱负压正常，必要时可通过油烟风机进口蝶阀调节。

8）检查确认润滑油箱排烟风机进口滤网差压正常。

9）检查确认润滑油箱排烟风机无异响、异味、振动，电动机绕组温度正常。

（三）润滑油系统的停运

润滑油系统的停运要求比较苛刻，在下列条件不满足时，严禁停运润滑油系统，以免发生轴承损坏、转子弯曲变形的事故：

1）机组膨胀已稳定且燃气轮机轮间温度 <95℃。

2）蒸汽轮机高压缸金属温度 <180℃。

3）盘车装置已停运，机组转速降为 0r/min。

4）顶轴油系统已停运。

5）密封油系统已停运。

6）机组各轴承金属温度正常。

当上述条件满足后，可以停运润滑油系统，操作如下：

1）将直流润滑油泵和备用交流润滑油泵退出自动备用，并要求断开其电源。

2）断开运行润滑油泵电源开关，停运润滑油泵，检查润滑油泵出口压力、润滑油供油压力下降至0MPa。

3）将备用油烟风机电源开关拉电，退出备用油烟风机自动备用，停运运行的油烟风机。

4）停运润滑油冷油器的冷却水。

五、系统运行优化及改造

（一）润滑油箱油位计改造

设计润滑油箱油位时，只有一个就地浮子油位计，没有远传至DCS的油位计。实际运行中这是一个安全隐患。曾经发生过浮子油位计的浮子破裂，导致油箱油位显示不正常，影响了正常的油位监视的事故。另外，远方显示润滑油箱油位能及时通过油位异常变化，发现油管道泄漏、发电机进油、冷油器冷却水漏水至油侧等事故。惠州LNG电厂后来加装了润滑油箱的远传油位计，大大提高了发电机组的安全运行水平。

（二）冷油器及滤油器窥油镜设计

如果润滑油系统冷油器及滤油器的排气管道上未设计窥油镜，不能监视备用的冷油器及滤油器中是否充满润滑油，只能通过长时间注油来确定其注满了油。一旦发生紧急情况，需要立即投入刚恢复隔离的冷油器或滤油器时，无法判断是否注满油，不能及时投运。因此，应在冷油器及滤油器排气管道上安装窥油镜。

（三）润滑油冷油器冷却水节能优化

润滑油冷却水管径设计较大，即使机组在夏天满负荷运行时，润滑油温控阀开度也只有60%左右，冷却水量明显偏多，也就是相应浪费了闭式冷却水系统的电动机能耗。惠州LNG电厂重新对冷却水量进行了调整，将冷油器冷却水出口手动阀关闭至1/5的开度，温控阀开度自动增大至80%多，闭式冷却水泵电流下降20A左右，大大节省了冷却水的能耗。

六、系统典型异常及处理

1. 润滑油过滤器压差高

（1）可能原因

滤网堵塞；差压开关故障。

（2）处理方法

切换至备用过滤器运行，切换过程要缓慢，避免出现断油现象，并联系检修清洁或更换滤网；联系检修校准差压开关，必要时更换。

2. 润滑油供油温度高

（1）可能原因

温控阀故障；冷却水中断；冷油器冷却效果差；轴承损坏等。

（2）处理方法

检查润滑油温度控制阀是否正常，如阀门故障，及时联系检修处理；检查冷油器进出口油温和水温，必要时切换冷油器；检查闭式冷却水系统是否正常，调节闭式冷却水温度和压力；检查各轴承金属温度和进回油温度，若轴承金属温度异常升高，可能是轴承损坏，必要

时紧急停机。

3. 润滑油箱油位低

（1）可能原因

油位计故障；润滑油外漏；冷油器油测泄漏；发电机进油等。

（2）处理方法

严密监视润滑油泵电流、润滑油供油压力，如有异常应紧急停机。立即到现场检查润滑油泵工作是否正常。检查油位计是否正常，如果确认油箱油位确有迅速下降的趋势，应立即紧急停机。如果油箱油位缓慢下降，应及时排除缺陷，严密监视油位变化，必要时申请停机。检查润滑油系统管路是否有泄漏，如有应立即联系检修堵漏，如果泄漏量大，必要时紧急停机；如果只是轻微泄漏，视情况申请停机。化验闭式冷却水水质，确认润滑油冷却器是否内漏。检查密封油系统漏液探测器是否能大量放油，如果是，则证明密封油系统回油不畅，发电机可能已进油，原则上正常停机处理。

4. 润滑油供油压力低

（1）可能原因

润滑油泵工作异常；压力变送器故障；滤油器堵塞；润滑油管道外漏；润滑油压力调节阀故障等。

（2）处理方法

检查润滑油泵电流及工作情况是否正常。就地核对润滑油供油压力，检查润滑油泵出口压力，如果误报应及时联系检修处理。检查润滑油箱油位是否正常；检查润滑油过滤器，如差压大应切换过滤器。检查润滑油管路系统、冷油器、过滤器等是否有漏点，如果泄漏轻微，油压可以维持，应设法堵漏并做好事故停机准备；如果泄漏量大，无法堵漏，油压不能维持，做紧急停机处理。检查润滑油箱负压正常，油烟风机工作情况，若两台油烟风机均故障，应申请停机。检查润滑油供油压力调节阀工作是否正常，必要时调节工作油进油阀。润滑油供油压力低至0.189MPa时，应及时启动备用泵，如果备泵启动不成功，要做好事故停机准备。润滑油压下降时，应严密监视各轴承金属及回油温度，各轴承振动，若参数超限，视情况做正常停机或事故停机处理。通过回油窥油镜观查到的油流情况，发现轴承断油则应破坏真空、紧急停机。

5. 润滑油品质不合格

新机组或机组检修后，因油系统清理不善致使机械杂质或水带入污染油质，应投运润滑油净化装置加强油处理或换油，定时进行油质取样分析；冷却水压高于润滑油压而冷油器又泄漏，致使油中含水增多，此时应切换冷油器运行，同时将润滑油净化装置切换至脱水模式运行；轴封蒸汽压力高而使油中含水量增加，应在不影响凝汽器真空的前提下，适当降低轴封蒸汽压力或提高轴封冷凝器真空；长时间运行后油质老化，应加强油处理或换油。

6. 启、停机过程中交直流润滑油泵故障

在机组启动并网前，任一台润滑油泵故障均应停机处理。在正常运行或停机过程中，若一台润滑油泵故障，应检查备用润滑油泵自动启动，同时联系检修、抢修。若交流、直流润滑油泵均故障则应立即破坏真空、紧急停机，转子静止后，做好惰走时间、转子偏心值、各轴承温度的记录。停机中注意倾听机内声音。通知检修抢修润滑油泵，若一台油泵修复，应按规定投运盘车，倾听机内声音，监视转子偏心值，注意盘车电流，严禁强行盘车。

第十三节　顶轴油系统

一、系统概述

发电机顶轴油系统用来向发电机轴承（#7、#8 轴承）上的静压油腔提供一定压力的高压油。

发电机转子低速转动时，轴颈和轴瓦间的相对滑动速度减小，为了避免由此引起的润滑油油膜不稳定，导致轴瓦和轴颈间发生干摩擦，需要通过顶轴油，将发电机转子适当顶起，使转子轴颈顶离轴瓦，从而避免轴瓦和轴颈损坏。同时，在启动盘车时，还可大大地减小启动力矩，从而减小盘车电动机的功率。

机组的顶轴油系统一般设置两台交流顶轴油泵，一运一备，直流顶轴油泵作为紧急备用。

二、系统流程

顶轴油系统油质与润滑油相同，其入口接自润滑油供油总管，如图 6-62 所示。来自润滑油系统的油经过过滤器过滤，由顶轴油泵加压至一定压力后供应至发电机轴承，在轴承内与润滑油一起汇流至轴承箱，再随润滑油回油管道回流至润滑油箱。

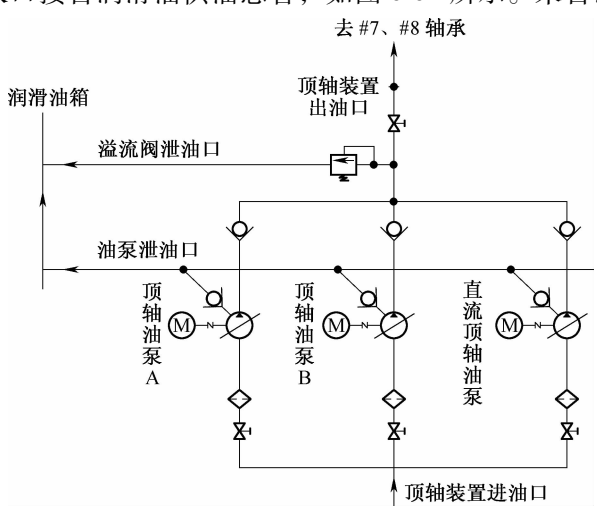


图 6-62　顶轴油系统

三、主要设备及技术参数

顶轴油系统设置有两台交流顶轴油泵和一台直流顶轴油泵，交流和直流顶轴油泵都选用恒压变量斜盘式轴向柱塞泵。在每台泵入口设有吸入过滤器和入口油压压力开关，泵体设有泄压阀，以避免压力超限。在顶轴油供油总管上设置有安全阀、供油压力表和压力开关。

本机组配置的柱塞泵是一种斜盘式轴向柱塞泵，主要结构如图 6-63 所示。柱塞的头部安装有滑靴，滑靴低面始终贴着斜盘平面运动。在电动机的驱动下，驱动轴通过机械啮合带动缸体和柱塞一同旋转；由于斜盘平面相对缸体存在一倾斜角，迫使柱塞在柱塞腔内作直线往复运动；每一根柱塞在斜盘盘面上转动过程中，会在缸体内完成一次往复运动；柱塞的位移通过配流盘就完成了一次液压油抽吸或升压排放的过程。具体过程如下：

由下死点开始柱塞随着旋转不断被拉出，柱塞腔容积不断增大，直至上死点；这个过程中，柱塞腔刚好与配油盘吸油窗相通，油液被吸入柱塞腔内，这就是吸油过程。随着缸体继续旋转，柱塞在斜盘约束下由上死点开始不断被推入腔内，柱塞腔容积不断减小，直至下死点，期间柱塞腔刚好与配油盘排油窗相通，油液通过排油窗排出，这就是排油过程。缸体每转一周，各个柱塞有半周吸油，半周排油。随着缸体不断旋转，泵便连续地吸油和排油。

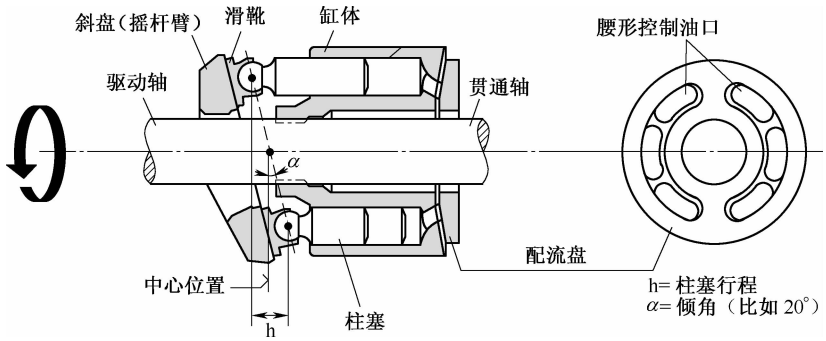


图 6-63　顶轴油泵结构示意图

泵体还设置有泄压阀和变量活塞，运行过程中，如果顶轴油压超过设定压力，顶轴油压通过泄压阀将压力作用在变量活塞上，以此调整斜盘倾角的大小，改变柱塞的行程，同时也就调整了顶轴油的供油流量，实现顶轴油压恒定，这样可以减少不必要的溢流损失，得到一定的节能效果。

顶轴油泵额定出口压力为 14.0MPa，额定流量为 42L/min。交流顶轴油泵电动机额定电压为 AC 380V，额定电流为 36.5A；直流顶轴油泵电动机额定电压为 DC 220V，额定电流为 89.8A。

四、系统的运行维护

正常情况下，三台顶轴油泵均为全自动控制，在机组启停过程中根据转速信号自动启停，运行人员主要监视顶轴油泵的运行状态，定期进行两台交流顶轴油泵的自动切换。另外，一旦直流顶轴油泵联锁启动后，只能到直流顶轴油泵电源开关上手动停泵。

（一）顶轴油系统的投运

顶轴油系统投运前应检查确认润滑油系统运行正常，相关检修工作已全部结束，再执行以下步骤：

1）开启顶轴油泵进口阀和供油阀，检查确认顶轴油泵的进口压力正常。

2）启动一台交流顶轴油泵，检查确认顶轴油压正常、系统运行正常。

3）将备用交流顶轴油泵和直流顶轴油泵投入自动备用。

（二）顶轴油系统的停运

顶轴油系统停运前必须确认盘车已停运，机组转速降至 0r/min，再执行以下步骤：

1）在备用交流顶轴油泵和直流顶轴油泵电源开关上，将其控制方式切至就地，退出自动备用。

2）在运行交流顶轴油泵电源开关上，将其控制方式切至就地，停泵。

（三）顶轴油系统的运行监视

顶轴油系统运行中除了完成以下定期巡检外，每月应进行一次交流顶轴油泵的定期轮换和直流顶轴油泵的试运行。正常运行中，要根据#7、#8 轴承振动情况，综合判断顶轴油系统是否运行正常。相关检查内容包括：

1）检查确认顶轴油泵进口压力、顶轴油供油压力正常。

2）检查确认顶轴油泵无异响、异味、振动正常，电动机电流和温度正常。

3）检查确认系统无漏油。

（四）顶轴油系统的联锁控制

1）机组停机过程中，转速小于600r/min，顶轴油泵自动启动。

2）机组启动过程中，转速大于720r/min，顶轴油泵自动停运。

3）顶轴油泵入口油压约为0.26MPa，低于0.1MPa报警。运行泵入口油压低报警时会继续维持运行，备用泵入口油压低报警时则闭锁备用启动。

4）顶轴油装置供油油压约为7.5MPa，低于5.9MPa时压力开关动作，联锁启动备用交流顶轴油泵和直流顶轴油泵，同时闭锁盘车电动机。

第十四节　密封油系统

一、系统概述

密封油系统专用于向发电机密封瓦供油，且使油压高于发电机内氢气压力一定数量值，以防止发电机内氢气沿转轴与密封瓦之间的间隙向外泄漏，同时也防止油压过高而导致发电机内大量进油。

密封油系统根据密封瓦的结构不同可分为单流环式和双流环式两种。单流环式结构简单，有油水分离装置，能将油中含有的水分先除去然后进入密封瓦，起到降低机内氢气湿度的作用，但漏氢量较大些。双流环式结构稍复杂些，要求平衡阀和差压阀质量可靠，否则会增高机内氢气湿度，其漏氢量比单流环式少。M701F3型联合循环机组密封油系统为单流环式真空净油型系统，系统中的真空净油装置（真空油箱和真空泵）可有效驱除密封油中所含的水汽，从而减缓发电机内氢气的污染速度，使发电机内的氢气纯度长期保持在较高水平。

二、系统流程

密封油系统流程如图6-64所示，其中主要包括几条回路：正常运行回路、事故运行回路、紧急密封油回路（即第三密封油源）、平衡油回路。

（一）正常运行回路

循环密封油箱供油管→真空油箱→主密封油泵（或备用密封油泵）→差压阀→滤油器→发电机密封瓦 →┌→氢侧排油（机内侧）————→排氢调节油箱→┐→循环密封油箱 → 轴承润滑油排油总管→机组主油箱
　　└→空侧排油（与发电机轴承润滑油排油混合）→┘

（二）平衡油回路

循环密封油箱补油管→真空油箱→主密封油泵（或备用密封油泵）→平衡油滤油器→发电机密封瓦→循环密封油箱→轴承润滑油排油总管→机组主油箱。

此运行回路为辅助油路，作用是抵消发电机由于轴振所可能造成的密封瓦的卡涩。

（三）事故运行回路

循环密封油箱供油管→事故密封油泵（直流泵）→差压阀（旁路）→滤油器→发电机密封瓦→┌→氢侧排油（机内侧）————→排氢调节油箱→┐→循环密封油箱 → 轴承润滑油排油总
　　└→空侧排油（与发电机轴承润滑油排油混合）→┘

管→机组主油箱

（四）紧急备用回路

轴承润滑油供油支路→滤油器→发电机密封瓦→循环密封油箱→轴承润滑油排油总管→机组主油箱

此运行回路的作用是，在主密封油泵和直流油泵都失去作用的情况下，轴承润滑油直接作为密封油源密封发电机内氢气。此时，发电机内的氢气压力必须降到0.02～0.05MPa。

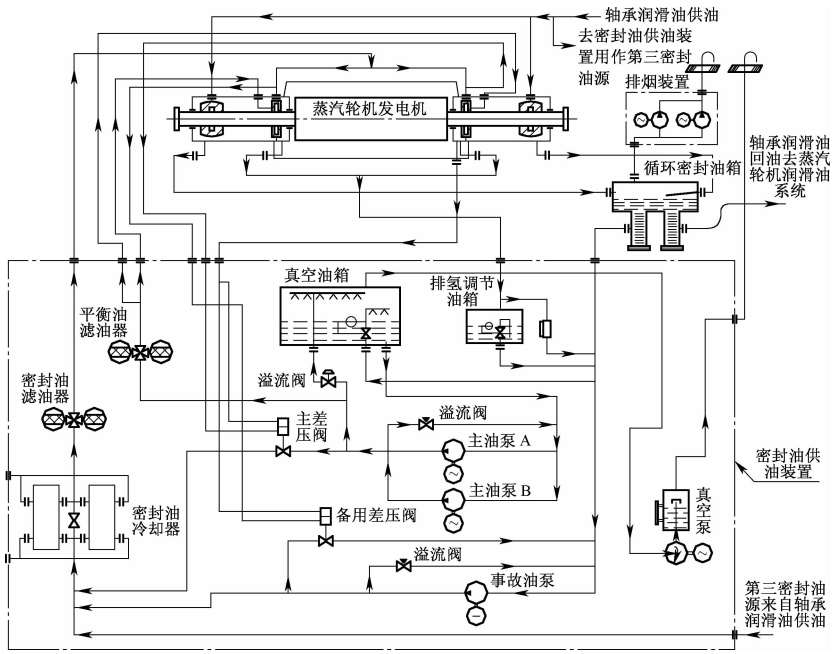


图 6-64　密封油控制系统示意图

三、主要设备及技术参数

M701F3 型联合循环机组密封油系统主要包括两台交流密封油泵、一台直流密封油泵、两台排油烟风机、一台密封油真空泵、真空油箱、排氢调节油箱、循环密封油箱、冷油器和过滤器、主差压阀、备用差压阀、溢流阀、油水探测报警器等，以及相关的管道、阀门、仪表等。

（一）交流密封油泵

M701F3 型联合循环机组密封油系统配置两台主密封油泵，一台工作，另一台备用。它们均由交流电动机带动，故又称交流油泵。主密封油泵从真空油箱抽油，油泵出口大部分流量通过旁路管回至真空油箱形成再循环，剩余的较少流量（其中包括平衡油支路流量，但因油量极小可忽略不计）经压力调节及温度控制后，提供密封瓦用作密封油。

交流密封油泵型式是三螺杆泵，流量为 24.0m^3/h，出口压力为 0.95MPa，转速为 1450r/min，额定功率为 15kW，结构示意图如图 6-65 所示。

（1）密封油泵安全阀

所有带螺杆泵的系统必须在最靠近泵的位置安装泄压阀。对于 M701F3 型联合循环机组密封油泵，该泄压阀已集成于泵体中，以保护系统，防止超压。当泵送液体经过阀循环时，其温度将升高，并取决于设定压力的比例及旁路液体的百分比。100% 液体旁路运行的情况不能超过约 3min；50% 液体旁路运行的情况通常无须限定时间。

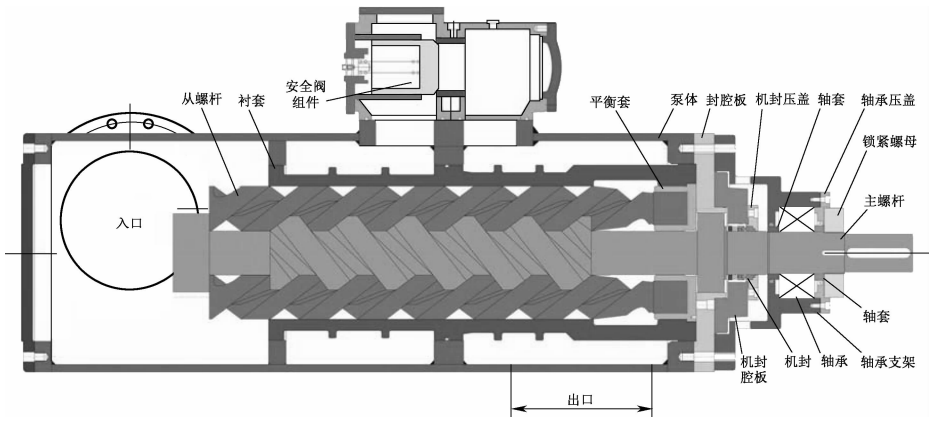


图 6-65　三螺杆泵结构

（2）密封油泵调节调谐

调谐调节装置设置在泵体上，用于减小密封油系统中的溶解及自由气体的影响，降低密封油泵运行时的噪声。

（3）溢流阀

密封油泵和事故密封油泵出口溢流阀，分别装设在交流密封油泵和直流密封油泵出口旁通管路上，用于当泵口压力超限时，开启释压，以保护油泵及压力表等不受高压损坏。

（3）再循环油路溢流阀

装设在交流密封油泵出口到真空油箱之间的再循环油管路上，通过对支路流量的调节来控制泵出口压力稳定在要求值上。

（二）直流密封油泵

密封油系统设置了一台事故密封油泵，当主封油泵故障时，该泵投入运行。它由直流电动机带动，故又称直流油泵。事故密封油泵从循环密封油箱抽油，油泵出油经压力和流量调节，并经温度控制后提供密封瓦用作密封油。直流密封油泵也是三螺杆泵，流量为 12.0m^3/h，出口压力为 0.70MPa，电压为 220V，功率为 7.5kW。

（三）密封油真空泵

密封油真空泵使用的是旋片式真空泵，是利用偏心安装的转子和可在转子槽内滑动的旋片的旋转运动以获得真空的一种变容机械真空泵。真空泵不间断地工作，保持真空油箱中的真空度，同时将空气和水分（水蒸气）抽出并排放掉。

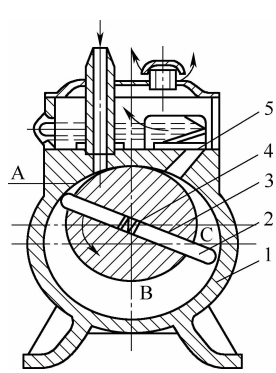


图 6-66　密封油真空泵
1—泵体　2—旋片　3—转子　4—弹簧　5—排气阀

其结构如图 6-66 所示，两个旋片把转子、定子内腔和定盖所围成的月牙形空间分隔成 A、B、C 三个部分。当转子按图 6-66 所示方向旋转时，与吸气口相通的空间 A 的容积不断地增大，A 空间的压强不断的降低。当 A 空间内的压强低于被抽容器内的压强，根据气体压强平衡的原理，被抽的气体不断地被抽进吸气腔 A，此时正处于吸气过程。B 腔的空间的容积正逐渐减小，压强不断地增大，此时正处于压缩过程。而与排气口相通的空间 C 的容积进一步地减小，C 空间的压强进一步升高，当气体的压强大于排气压强时，被压缩的气

体推开排气阀排出。

（四）排氢调节油箱

排氢调节油箱的作用是收集密封油系统的氢侧回油，使油中的氢气初步分离。排氢调节油箱内部装有自动控制油位的浮球阀，以使该油箱中的油位保持在一定的范围之内。排氢调节油箱外部装有手动旁路阀及液位观察窗，以便必要时人工操作控制油位。排氢调节油箱的主要附件还有液位信号器（带有高低液位开关和液位变送器）。当油位高或低时，液位开关将发出报警信号。当油位变化时，液位变送器将输出模拟信号用于远方监控。

（五）循环密封油箱

发电机轴承润滑油回油（混合着空侧密封油回油）首先排至系统专设的循环密封油箱，回油中的气体先在此油箱中经扩容后分离，再由系统专设的排烟装置抽出后经过排放管路排往厂外大气。排烟装置不断从循环密封油箱内抽出气体，使得该油箱内的无油空间，与其连通的发电机轴承回油管道内的无油空间，形成微负压状态（－500 ~ －250Pa）从而也有利于发电机轴承腔室内的气体通过轴承回油管进入循环密封油箱，再被抽出排至大气。由 U 形管保持一定油位后，大部分油回到润滑油箱，一部分作为空侧密封的油源被送回空侧密封油管路。

U 形管的作用还可防止在发电机密封油系统发生故障下（这种情况可能导致氢气通过排油管冲出来），阻止从发电机逸气进入润滑油箱。

（六）真空油箱

真空油箱主要是用来净化密封油，除去密封油系统中的空气和水分，避免污染发电机中的氢气。

正常工作（此处指交流主密封油泵投入运行为正常工作）情况下，来自循环密封油箱的补油不断地进入到真空油箱中，补油中含有的空气和水分在真空油箱中被分离出来，通过真空泵抽出，并经过真空管路排至厂房外，从而使进入密封瓦的油得以净化，防止空气和水分对发电机内的氢气造成污染。真空油箱的油位由箱内装配的浮球阀进行自动控制，浮球阀的浮球随油位高低而升降，从而调节浮球阀的开度。这样使得补油速度得以控制，真空油箱中的油位也随之受到控制。真空油箱的主要附件还有液位信号器（带有高低液位开关和液位变送器）。当油位高或低时，液位开关将发出报警信号。当油位变化时，液位变送器将输出模拟信号用于远方监控。

为了加速空气和水分从油中释放，真空油箱内部设置有多个喷头，补充进入真空油箱的油通过补油管端的喷头，再循环油通过再循环管端的喷头而被扩散，加速气、水从油中分离。

（七）差压调节阀

密封油系统设置两只差压调节阀，分别用于交流密封油泵或直流密封油泵投入的工况下对密封瓦供油压力的调节。主差压调节阀，装设在交流密封油泵出口主供油管路上，用于交流密封油泵投入时自动调整密封瓦进油压力，使该压力自动跟踪发电机内气体压力且使油-气压力差稳定在所需的范围之内，如图 6-67 所示。

备用差压调节阀，装设在直流密封油泵出口旁路上，用于直流密封油泵投入时自动调整密封瓦进油压力，使该压力自动跟踪发电机内气体压力且使油-气压力差稳定在所需的范围之内，如图 6-68 所示。

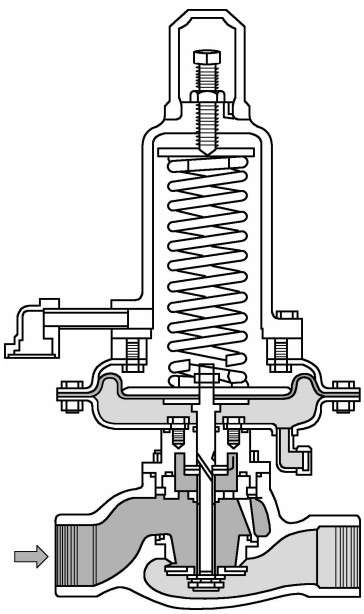


图 6-67　主差压调节阀

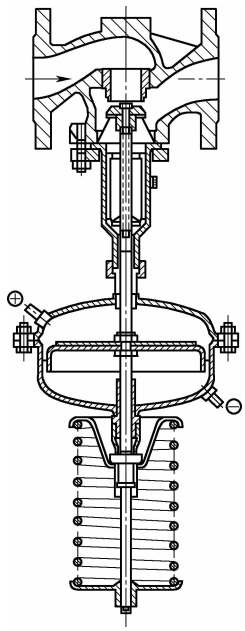


图 6-68　备用差压调节阀

（八）单流环式密封瓦

M701F3 型联合循环机组使用单流环式密封瓦，进油汽励两端总流量为 70L/min，进油温度为 46℃，密封油压力为 0.56MPa。单流环式密封瓦的密封油系统结构简单，有油水分离装置，能将油中含有的水分先除去然后进入密封瓦，起到降低机内氢气湿度的作用，但漏氢量较大些。双流环式结构稍复杂些，要求平衡阀和差压阀质量可靠，否则会增高机内氢气湿度，其漏氢量比单流环式少。两种密封瓦结构如图 6-69、图 6-70 所示。

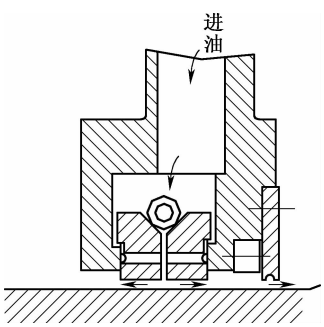


图 6-69　单流环式密封瓦结构

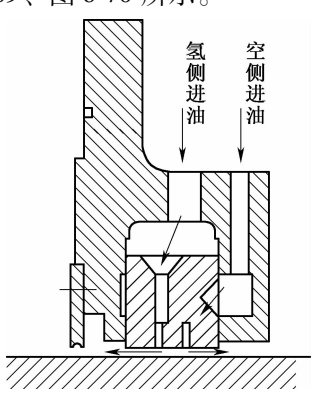


图 6-70　双流环式密封瓦结构

（九）油水探测报警器

如果发电机内部漏进油或水，油水将流入报警器内。报警器内设置有一只浮子，浮子上端有永久磁钢，报警器上部设有磁性开关。当报警器内油水积聚液位上升时，浮子随之上升，永久磁钢随之吸合，磁性开关接通报警装置，运行人员接到报警信号后，即可手动操作报警器底部的排污阀进行排污。

两只漏液探测器分别与发电机汽端底部最低点和滑环端底部最低点相连接，当漏液探测

器中聚集的油水达到600cm^{3}时，其中的浮子开关将动作，发出报警信号。相同的油水探测报警器氢气系统中有两件。

（十）系统技术参数

密封油系统的主要运行及限额参数如下：

1）主密封油泵出口压力为0.95MPa左右。

2）密封瓦进口油/氢压力差为（60±10）kPa（直流密封油泵运行时为（80±10）kPa）。

3）密封油供应温度40～55℃，高报警值为55℃。

4）排氢调节油箱油位为280mm左右。

5）真空油箱油位为540mm左右。

6）真空油箱的真空为－90kPa以上。

7）循环密封油箱的的真空为－500～－250Pa。

8）密封油系统滤网差压＜0.5bar，等于0.5bar时报警。

9）密封瓦平衡油滤网的差压＜0.5bar，等于0.5bar报警。

10）密封油系统报警整定值 ①交流油泵出口压力低，为0.85MPa（表压力），联动备用交流密封油泵；②真空油箱真空度低，为－70kPa（表压力）；③油氢差压低，小于35kPa（表压力），联动直流密封油泵。

四、系统的运行维护

（一）系统的投运

由于密封油系统的油来自润滑油，所有密封油系统应该在润滑油系统投运才能启动，并在机组开始盘车前必须投运。

1. 启动前的检查与准备

1）检查确认机组闭式冷却水系统已投运，且运行正常。

2）检查确认润滑油系统已投运，且运行正常。

3）检查系统各阀门动作正常、开关位置正确，各表计显示正常。

4）检查确认交流密封油泵、直流密封油泵、循环密封油箱排烟风机和密封油真空泵具备启动条件。

5）检查确认真空油箱油位正常。

2. 系统的启动

1）启动一台循环密封油箱排烟风机，检查确认油烟风机运行正常，确认循环密封油箱压力缓慢降低至－0.5～－2.5kPa，将备用油烟风机投入自动备用。

2）开启交流密封油泵出口放油阀，检查确认交流密封油泵泵体充满油。

3）启动一台交流密封油泵，检查确认密封油泵运行正常，出口压力约为0.95MPa，密封油供油压力约为0.15MPa，必要时调整出口压力。

4）将另一台密封油泵投入自动备用，将直流密封油泵投入自动备用。

5）启动密封油真空泵，检查真空泵运行正常，缓慢开启真空泵入口阀，观察真空油箱的泡沫已消失，真空油箱压力逐渐降至－95kPa左右。

6）缓慢开启密封油系统主差压调节旁路阀，调节油氢压力差约为0.06MPa。

7）待油氢压力差稳定后，开启主差压调节阀后手动阀，再缓慢开启主差压调节阀前手动阀，同时缓慢关闭主差压调节旁路阀，维持油氢压力差约为0.06MPa。

8）投运一台密封油冷油器，检查确认密封油温度在30～55℃之间。

9）检查确认系统无泄漏，检查确认密封油蒸汽轮机端、滑环端氢侧回油液位探测装置，发电机蒸汽轮机端、出线端漏液探测装置无液位高报警。

10）待发电机内压力升到0.05～0.07MPa时，打开排氢调节油箱回油进口阀、排氢调节油箱出口阀和排氢调节油箱压力平衡阀，排氢调节油箱旁路视窗油位下降时，迅速关闭排氢调节油箱旁路视窗出口阀。

11）调整发电机密封瓦平衡油入口油压约0.6MPa。

（二）系统的运行监控及注意事项

密封油系统正常运行中，最重要的是保证和维持油氢压差在正常的范围内。除此以外，主要监控以下方面：

1）检查确认密封油泵、密封油真空泵、循环密封油箱排烟风机工作正常。

2）检查确认密封油泵出口压力正常。

3）检查确认密封油供油压力、供油温度正常。

4）检查确认真空油箱负压正常、油位正常、补油浮球阀动作正常。

5）检查确认排氢调节油箱油位正常、排油浮球阀动作正常。

6）检查确认真空泵出口分离器油位正常，油质合格。

7）检查确认循环密封油箱压力正常。

8）检查确认密封油过滤器差压、平衡油过滤器差压正常。

9）检查确认密封油蒸汽轮机端、滑环端氢侧回油液位探测装置，发电机蒸汽轮机端、出线端漏液探测装置无液位高报警。

10）检查查密封油控制盘无异常报警、系统无泄漏。

（三）系统的异常运行

1. 系统异常时的处理原则

运行中的交流密封油泵出口压力低于0.85MPa或跳闸，备用交流密封油泵应自启动，否则手动启动。

在交流密封油泵运行过程中，油氢压力差降至0.035MPa时或交流电源失去导致两台交流密封油泵均跳闸，直流密封油泵应自启动，否则手动启动，备用差压调节阀维持油氢压力差为0.085MPa运行。

若交流密封油泵、直流密封油泵均发生故障且短时间不能投入运行，密封油应切换至润滑油提供，发电机氢气压力应降至0.05MPa以下，机组应根据氢气压力降负荷。

2. 事故回路运行注意事项

直流密封油泵投入运行时，由于密封油不经过真空油箱而不能净化处理，油中所含的空气和潮气可能随氢侧回油扩散到发电机内导致氢气纯度下降，此时应加强对氢气纯度的监视。当氢气纯度明显下降时，应及时开启排氢调节油箱排空阀进行排污，并向发电机内补充高纯度氢气以维持机内氢气纯度。

如果直流密封油泵投入运行，且估计12h之内交流密封油泵不能恢复至正常工作状态，则应关闭真空油箱补油管路上的阀门以及真空泵进口阀，停运真空泵，然后开启真空油箱真空破坏阀破坏真空，真空油箱退出运行。

3. 紧急备用回路运行注意事项

若交流密封油泵、直流密封油泵均发生故障且短时间不能投入运行，密封油应切换至润

滑油提供，开启密封油备用供油一次阀、二次阀，发电机氢气压力应降至 0.05MPa 以下，机组应根据氢气压力降负荷。同时，应开启排氢调节油箱排空阀连续排放，并向发电机内补充高纯度氢气以维持机内氢气纯度。

4. 密封油闭式循环运行注意事项

当机组盘车结束，润滑油系统已停运后，若发电机有氢气，则密封油不能中断，应保持密封油闭式循环运行，真空油箱直接由排氢调节油箱和循环密封油箱供油，而不是由润滑油系统供油。运行操作中需确认，真空油箱油位正常，主密封油泵出口压力正常，真空油箱压力正常。如果真空油箱油位明显下降（接近报警值），则应立即对发电机进行排氢，然后停运密封油系统。同时，尽量避免此种方式运行，以防止密封油中断，氢气泄漏。

（四）系统的停运

密封油系统停运的前提非常重要，必须满足以下两点的停运条件才能停运：①盘车装置已停运，机组转速为 0r/min；②发电机内充满常压下的空气。具体停运操作如下：

1）退出直流密封油泵和备用交流密封油泵的自动备用。

2）停运交流密封油泵。

3）停运密封油真空泵。

4）停运循环密封油箱排烟风机。

5）必要时可开启密封油真空油箱真空破坏阀，真空油箱破坏真空。

（五）密封瓦油量测定方法

1. 氢侧油量测定

系统正常运行时，先关闭排氢调节油箱的出口阀门，测出油位从排氢调节油箱中心线上升 5cm 所需时间，然后计算，得到两个密封瓦的氢侧油量。油位上升 5cm，相当于容量增加 31.25L，假定所需时间为 63s，则总油量为

$$\left(\frac{31.25\times 60}{63}\right)\text{L/min}=29.76\text{L/min}$$

测定后多余的油可以打开手动阀排放掉，使排氢调节油箱保持正常油位。

2. 空侧油量的测定

主密封油泵运行时，关闭真空油箱补油管路上的阀门，观察并测定真空油箱油位从其中心线下降 5cm 所需时间，然后计算可知两只密封瓦所需总油量，再减去氢侧油量，可知空侧油量。从油箱中心线下降 5cm，则相当于容量减少 140L，假设时间为 85s，则有空侧油量为

$$\left(\frac{140\times 60}{85}-29.76\right)\text{L/min}=69.06\text{L/min}$$

测量完毕后务必打开补油管路上的阀门，监视真空油箱油位直至恢复正常。

密封油量至少每三个月测定一次。

五、系统运行优化及改造

1. 密封油泵检修后投运优化

密封油系统运行中，单台交流密封油泵隔离检修结束恢复系统时，由于检修泵很难充分注油，容易导致启动时出现振动大及异响。为此，惠州 LNG 电厂对系统进行了优化处理，将两台密封油泵的出口放油管道连接在一起，然后在设置了一个总放油阀，如图 6-71 所示。

单台交流密封油泵隔离检修结束恢复系统操作方法：

关闭密封油泵出口放油总阀 C，开启备用密封油泵出口管道放油阀 B，缓慢开启运行密封油泵出口管道放油阀 A。拧开泵体的排气螺栓 D 排气，直到有油排出。尽量时间久一点，让检修后的泵充分注满油。开启备用密封油泵进口阀。如果还有振动和异响，则可能注油不充分。必要时可以停运密封油真空泵，降低真空后再开启备用密封油泵进口阀。确认该过程中密封油系统正常。开启备用密封油泵出口阀，送电，投入自动状态，恢复备用。

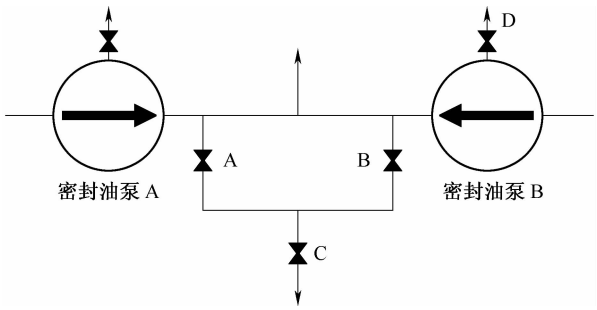


图 6-71　密封油泵系统

2. 排氢调节油箱改造，防发电机进油

在机组的运行过程中曾发生一起发电机进密封油事件，进油的途径主要是氢侧回油管路。正常运行过程中，氢侧回油管中是油气混合物，排氢调节油箱内部便存在油气混合物，油箱内部及管段中气体不能排出，随着时间增加逐步累积，在小空间内（特别是在回油管的入口管段）形成气阻，使氢侧回油不畅，回油管液位缓慢攀升，回油漫过挡流环进入发电机。

为此，对系统进行了如图 6-72 所示的改造，在排氢调节油箱顶部直接用一条管道与发电机底部连通，日常保持阀 A 常开，使得油箱内压力与发电机内部保持压力一致，避免气阻的发生。

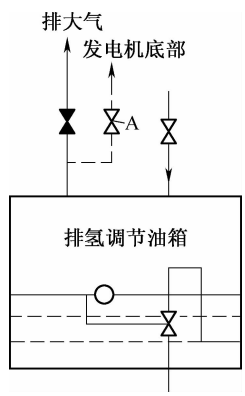


图 6-72　排氢调节油箱的改造

六、系统典型异常及处理

1. 油氢压力差低

可能的原因及处理方法

差压调节阀跟踪性能不好，重新调整差压阀；油滤器堵塞，切换油滤器，联系检修清理或更换；密封油泵运行异常，切换至备用泵。

2. 差压调节阀故障

可能的原因及处理方法

切换至旁路临时供油，密切监视油氢压力差（维持氢油压力差为 0.06MPa）；隔离差压调节阀，通知检修紧急处理。

3. 真空油箱油位异常

可能的原因及处理方法

补油浮球阀动作失灵，应加强油位监视，若油位高，可关小真空油箱补油阀手动控制真空油箱油位；若油位低，可通过开启真空油箱补油旁路阀控制真空油箱油位正常，停机后隔离真空油箱检修浮球阀；若手动无法维持真空油箱油位，则应切换至直流密封油泵供油，隔离真空油箱检修浮球阀，同时应加强氢气纯度监视，必要时进行排补氢维持氢气纯度。

4. 真空油箱真空异常

（1）可能原因

管道或阀门密封不严；真空泵故障。

（2）处理方法

若真空无法维持，退出真空泵运行，隔离密封油真空系统进行紧急检修；加强氢气纯度监视，必要时进行排补氢维持氢气纯度；加强真空油箱油位监视，若无法维持允许的油位，应切换至直流密封油泵供油。

5. 排氢调节油箱油位异常

（1）可能原因

发电机内压力低（ <0.05MPa）或排油浮球阀故障。

（2）处理方法

切换至旁路排油，通过调节旁路视窗出口阀开度，控制旁路视窗油位在视窗中间；若排油浮球阀故障，应隔离排氢调节油箱，通知检修处理。

6. 排氢调节油箱排油阀卡涩

可能的原因及处理方法

立即就地检查排氢调节油箱油位，确认油位异常后，立即关闭排氢调节油箱进口阀和出口阀，开启旁路视窗出口阀，调节旁路视窗出口阀开度，维持旁路视窗油位可见并稳定。若油箱满油，应开启发电机氢侧回油探测装置和发电机漏液探测装置手动疏油阀，放尽积油，直至有气体排出，间隔一定时间再次放油检查。若判断发电机已进油，应开启氢侧回油管道放油阀和排氢调节油箱放油阀，加速发电机及氢侧回油管道排油；同时应加强对润滑油箱油位监视，如果影响润滑油泵运行，则应停止放油。若氢气由排氢调节油箱进入真空油箱造成氢气压力低，应及时补氢，并检查真空油箱油位、压力和真空泵是否正常；密切监视发电机相关参数、机组振动情况及润滑油箱油位，有异常情况应及时降负荷申请停机；关闭排氢调节油箱压力平衡阀，将排氢调节油箱隔离泄压，联系检修紧急处理（期间手动调节排氢油箱旁路视窗油位）。

7. 密封油泵振动大

可能的原因及处理方法

发现密封油泵振动大时，应在就地压力表查看其出口压力是否太大或者波动很大。如果是则通知检修人员重新调整该泵的运行压力。如果来不及等待检修人员进行调整，可以轻微开启密封油再循环旁路手动阀降低运行压力而减少振动。如果不是上述问题或经上述处理后密封油泵振动未减少，应切换密封油泵运行，通知检修人员处理。

8. 发电机进油处理

（1）现象

润滑油箱油位不断降低，出现低油位报警；油水探测报警器报警，其底部能放出油水；密封油排氢调节油箱、真空油箱油位可能不正常；油氢压力差可能不正常。

（2）处理方法

1）确认发电机进油后，应严密监视发电机运行情况，立即申请故障停机，并通知检修人员。

2）就地打开排氢调节油箱旁路阀，保障回油顺畅。

3）如果是差压阀故障，应切换至旁路或者备用差压阀运行。

4）持续在油水探测器放油阀处放油，直至没有油流出。

5）润滑油箱油位无法维持时，应往油箱中补油，防止断油烧瓦。

6）机组停运后，发电机排氢进行置换。

7）停运盘车系统、顶轴油系统、发电机密封油系统后，打开发电机方形人孔，发电机内条件达到要求后，检查发电机机内积油情况，及时清理机内积油。

8）发电机进油原因未清楚前，禁止启动。

第十五节　盘 车 装 置

一、概述

M701F3 型联合循环机组使用的是电动盘车装置，使机组转子以 3r/min 的转速连续旋转，其主要作用如下：

1）机组停机后，减小燃气轮机、蒸汽轮机部件因不均匀冷却所引起的转子变形，防止转子受热不均产生弯曲而影响再次启动或损坏设备。

2）机组启动前，可以减小机组启动时转子的转动惯性力，同时避免因静止状态下突然升速摩擦力太大损伤轴承。

3）机组启动前，避免因阀门漏汽和轴封送汽等因素造成的温差使转子弯曲。

4）机组大小修后，进行机械检查，以确认机组是否存在动静摩擦，主轴弯曲变形是否正常等。此时一般先点动盘车电动机，确认无异常后再连续盘车。

5）较长时间的连续盘车还可以消除因机组长期停运和存放或其他原因引起的非永久性弯曲。

盘车电动机失电或故障时，如果需要还可以利用专用气动盘车工具或者手动盘车工具盘动机组转子，此时一般要求每隔 30min 盘车转子旋转 180°。

二、设备及技术参数

单轴 M701F3 型联合循环机组的盘车装置安装在低压缸和发电机之间，即#6 和#7 轴承之间。盘车装置为气动操纵摆动齿轮切向啮入式自动低速盘车，具备气动驱动啮合和自动脱扣功能，主要由盘车电动机、驱动组件、传动齿轮、啮合齿轮、限位装置等组成，如图 6-73 所示。

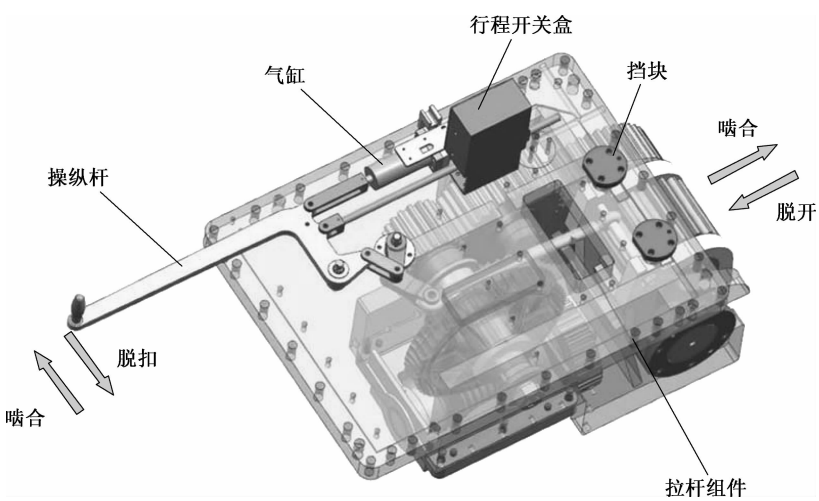


图 6-73　盘车装置结构示意图

盘车电动机额定转速为980r/min，额定电压为AC 380V，额定电流为59.5A。在其电源开关上设有控制模式旋钮开关，可在“点动”、“远方”、“就地”三种状态间切换。切至“点动”位时，通过安装在盘车电动机旁的点动按钮启停盘车电动机（按住启动，松开停止）；切至“远方”位时，盘车电动机由控制逻辑控制自动启停。切至“就地”位时，由安装在电动机电源开关上的启停旋钮控制。

盘车装置的驱动组件正常由仪用压缩空气驱动，其气动啮合缸的连杆和手动操纵杆相连，在气源异常时可通过手动操作实现盘车装置的啮合和脱开。

在盘车电动机转轴的外侧预留有方形键，可连接气动和手动盘车工具，用于电动机异常或失电时盘车。在盘车电动机旁安装有点动按钮，在需要时将电源开关切换至点动位后，可通过按住按钮来保持盘车电动机运行。

三、装置运行维护

机组两班制运行时，盘车装置的投退均为自动控制。需要注意的是，机组大小修后投运盘车时，应先点动盘车，进行机组机械检查，检查无异常后，方可连续盘车，如发现碰摩，应及时停止盘车运行，让碰摩点位于转子正上方，减轻转轴弯曲。另外，在进行气动盘车或手动盘车时，应确认盘车电动机已拉电上锁，以防电动盘车误启动造成事故。

（一）盘车装置的投运

如盘车装置异常或机组需要大小修等情况，造成盘车长时间停运，在投运前应检查确认相关系统运行正常，机组胀差、转子偏心度、轴向位移正常，压缩空气压力、润滑油温度、盘车装置供油压力正常。在连续盘车前必须进行点动盘车，具体步骤如下：

1）将盘车电动机控制模式旋钮切至“点动”位送电，点动盘车电动机。

2）在盘车电动机惰走过程中，通过操纵杆手动啮合盘车。

3）盘车装置啮合后再次点动盘车带动转子旋转，对机组进行机械检查，确认机组振动、润滑油油温、各轴承金属温度、转子偏心度、轴向位移等正常。

点动盘车确认无异常后，将控制模式旋钮切至远方位。盘车装置将执行以下自动投运程序：

1）当检测到转子速度小于1r/min时，盘车电动机会启动运行约1s后停运，盘车电动机转速慢慢下降。

2）在盘车电动机转速下降过程中，啮合用压缩空气供应电磁阀带电并将压缩空气供应到驱动机构气缸的啮合侧，驱动啮合齿轮与转子齿轮啮合。

3）当啮合信号接通后，盘车电动机再次启动，并维持运行，机组开始连续盘车。

正常情况下，机组停运后，盘车装置将根据运行逻辑进行控制。转速降至300r/min时，盘车装置供油电磁阀自动开启；转速降至小于1r/min时，盘车装置自动啮合，并连续运行维持机组3r/min转速。

（二）盘车装置的停运

1. 盘车装置的自动停运

机组启动过程中，盘车装置将按照以下步骤自动脱扣停运：

1）当SFC（或其他驱动力）带动转子转速升高到大于盘车转速（约3r/min）时，啮合齿轮将自动脱扣。

2）当啮合信号消失后，啮合用压缩空气供应电磁阀失电关闭，脱扣用压缩空气供应电

磁阀带电打开，并向驱动机构气缸的脱扣侧供气，确保啮合齿轮完全脱开。

3）当脱扣信号接通后，盘车电动机停运，脱扣用压缩空气供应电磁阀失电关闭（当控制油安全油压建立后，该电磁阀将再次打开，确保啮合齿轮处于脱扣位置，机组停运安全油压泄压后，该电磁阀关闭）。

4）当转子转速升至300r/min之后，盘车装置供油电磁阀自动关闭，停止供应润滑油。

2. 盘车装置的手动停运

正常情况下，机组停运后会维持盘车装置连续运行，如果需要停运盘车，应首先检查以下条件满足：

1）燃气轮机轮间温度<95℃。

2）蒸汽轮机高压缸金属温度<180℃。

3）机组停运后，盘车装置已连续投运48h。

4）机组转子轴向位移、转子偏心度、高中压缸和低压缸胀差已稳定。

5）进入蒸汽轮机的相关蒸汽系统已可靠隔离。

盘车停运条件满足后，在盘车电动机电源开关上，将盘车电动机控制模式旋钮切至“就地”位，再将就地控制旋钮切至“停止”位，盘车电动机停运，啮合用压缩空气供应电磁阀失电关闭，脱扣用压缩空气供应电磁阀带电打开，并向驱动机构气缸的脱扣侧供气；当脱扣信号接通后，脱扣用压缩空气供应电磁阀失电关闭，盘车装置完成自动脱扣。

（三）盘车装置的运行监视

盘车装置投运及运行过程中，主要监视以下几点：

1）检查确认盘车电动机无异响、异味、振动，电动机电流和温度正常。

2）检查确认盘车操纵杆啮合到位，无摆动。

3）检查确认盘车装置供油压力正常。

4）检查确认机组转速维持约3r/min。

（四）盘车装置的闭锁条件

以下任一条件满足时，盘车装置将自动停运并闭锁启动：

1）盘车装置供油压力低于0.04MPa。

2）发电机密封油氢压力差低于0.035MPa。

3）顶轴油泵出口压力低于5.9MPa。

4）交流顶轴油泵和直流顶轴油泵全部停运。

（五）盘车异常停运后的处理

盘车装置因故停运后，应及时破坏真空，停止轴封蒸汽系统，并切断进入凝汽器的所有汽源，并按照以下原则处理：

1）在电动盘车故障的情况下，或者其他要求在机组完全冷却下来之前，电动盘车不能连续运行，应每隔30min手动盘转转子180°，如此反复，直到蒸汽轮机缸温正常。

2）如果机组正在冷却时盘车装置出故障，应尽快恢复盘车或手动盘车，否则转子必须维持原状。如果机组没有盘车冷却的话，重新启动前，必须使机组完全冷却下来。

3）在重新投运电动盘车前，应先手动盘转转子360°，确认转子转动正常，无动静摩擦。

4）盘车因故中断后如果要再次启动机组，需要先连续投运盘车装置，具体要求见表6-8。

表 6-8 中断再启动的盘车要求

盘车中断时间/h	盘车连续投运时间/h	说 明
>3	>12	如大修后
1～3	>8	
<1	>4	如动平衡后

四、典型异常及处理

盘车装置自投异常

（1）现象

盘车装置自投时，出现盘车装置异常报警，自投后随即脱扣无法维持啮合位。

（2）可能的原因

压缩空气压力不足；啮合限位开关偏移；控制逻辑设定延时时间不当。

（3）处理方法

运行人员在遇到此问题时，应现场检查盘车装置有无其他异常，如果仅仅是因为驱动机构的问题，可尝试手动辅助啮合。如手动辅助仍无法投运，应及时联系检修检查处理。

第十六节 氢 气 系 统

一、系统概述

发电机由于存在着损耗的原因，会导致发电机本体及绕组发热，如果不及时将这些热量释放掉，将会导致发电机绝缘老化，影响发电机使用寿命，甚至引发其他恶性的电气事故的发生，因此大、小发电机都有自己的一套冷却装置。大型发电机是一种高电压、大电流的电气设备，因此对于它的冷却方式的选择，是确保发电机安全运行的一项重要手段。发电机根据容量等技术参数选择不同的冷却方式，如空冷、全氢冷、水氢氢、双水内冷等。在这些方式中，空冷效果最差，双水内冷冷却效果是最好的。但由于双水内冷存在着连接部件漏水这一难以解决的问题，所以目前我国发电机至今仍多采用的是氢气冷却这种方式。采用氢冷的发电机一般常用的有全氢冷和水氢氢冷两种冷却方式。全氢冷指的是发电机定子绕组、定子铁心及转子绕组全为氢气冷却。水氢氢冷指的是定子绕组水冷，定子铁心、转子绕组为氢冷。

发电机采用氢气冷却方式，是因为氢气有着明显的优点，氢气比重比较小，相对于其他气体来说它的阻力损耗比较小；氢气比热较其他气体来说大些；氢气是不助燃的气体，且比较稳定；氢气容易获得，运行成本低。但氢气是易燃、易爆气体，采用氢气冷却时要求密封比较严密可靠。

发电机氢冷系统的功能是为发电机提供合格参数的氢气用于冷却发电机的定子铁心、定子绕组和转子绕组。机组氢气系统经氢气供应装置，通过氢气阀门站给发电机内充注及补充氢气，保证发电机内氢气压力正常。同时，氢气系统还设置有专用管路、阀门和氢气压力/纯度监测装置，采用 CO_2 气体作为中间介质实现机内空气和氢气的置换。发电机氢冷系统采用闭式氢气循环系统，氢气的露点温度及纯度均在线实时监控；热的氢气通过发电机的氢气冷却器由冷却水冷却，部分氢气经过氢气干燥器进行干燥处理。QFR-400-2-20 型蒸汽轮发电机组，采用全氢冷冷却方式。

二、系统流程

该氢气系统流程主要包括充氢和置换用的氢气、二氧化碳回路，氢气干燥回路和漏氢检测监视回路。

（一）氢气、二氧化碳回路流程

1. 氢气回路流程

氢气系统从供氢母管或氢气汇流排的氢罐获取一定压力的氢气，再经过氢气供应装置减压处理，处理后合适压力的氢气进入氢气阀门站，通过阀门站管道再经过阀门站供氢总阀和后面的供氢截止阀后进入发电机顶部氢气母管。在阀门站供氢总阀后面接有氢气排空管和排空阀，用于发电机置换及排补氢，如图 6-74 所示。

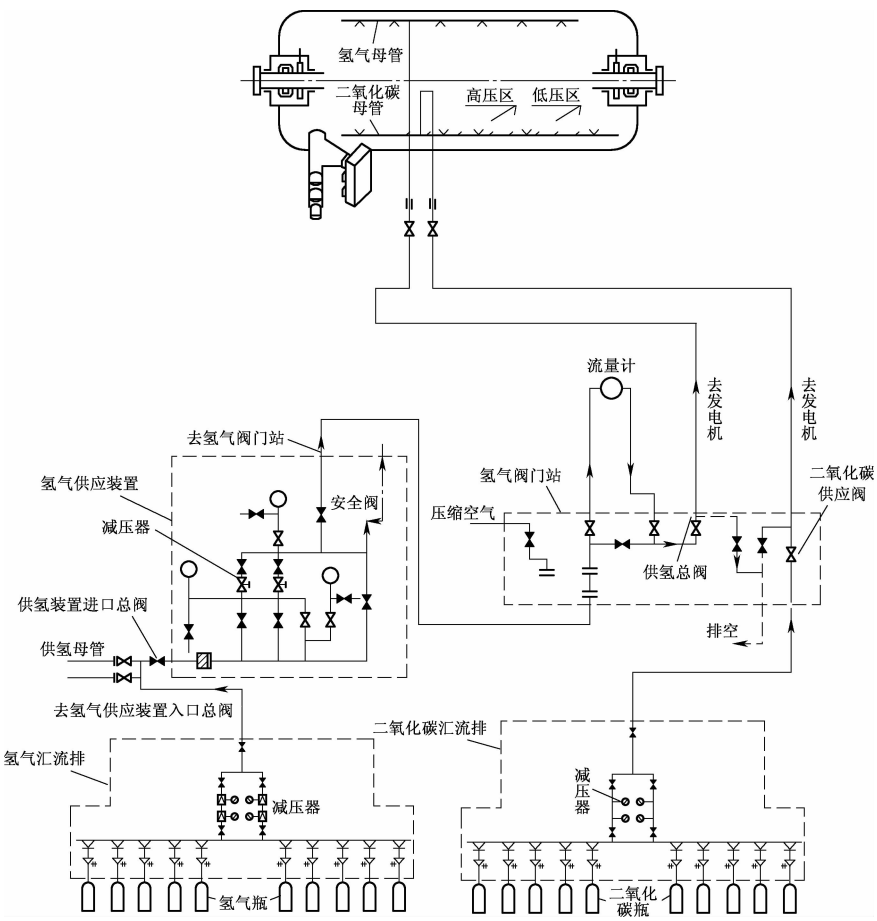


图 6-74　氢气、二氧化碳回路

2. 二氧化碳回路流程

二氧化碳主要是由二氧化碳气瓶通过二氧化碳汇流排减压处理后，再通过阀门站管道及二氧化碳供应总阀和后面的二氧化碳供应截止阀后，进入发电机底部二氧化碳气体母管。在阀门站二氧化碳供应总阀后面接有二氧化碳排空管和排空阀，主要用于发电机置换，如图

6-74 所示。

（二）氢气干燥回路流程

氢气中的含水量过高对发电机将造成多方面的不良影响，氢气系统在机外设置专用的氢气干燥器。它的进氢管路接至转子风扇的高压侧，它的回氢管路接至风扇的低压侧。由于压力差存在，发电机内高压侧的部分氢气进入干燥器进气管，再经过油气分离器后进入氢气干燥器进行干燥。干燥后的氢气经冷却后再由出口管道引至发电机低压侧，从而使机内部分氢气不断地进行干燥净化。氢气干燥回路如图 6-75 所示。

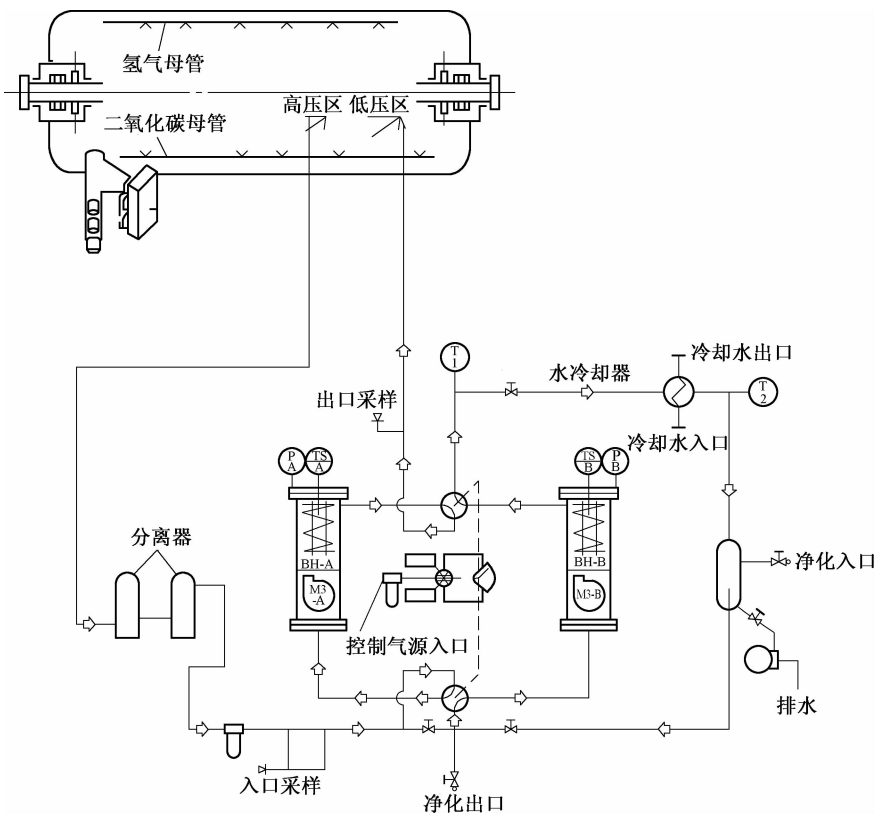


图 6-75　氢气干燥回路

（三）氢气检测监视回路流程

氢气检测装置从发电机内高压区取样，取样的氢气流入氢气压力纯度检测装置进行参数检测及监视，然后通过管道连接排至发电机低压区。

发电机氢气系统还设置了一漏氢检测装置，装置在发电机封闭母线箱 A、B、C 三相和中性侧，以及汽、励端轴承回油侧各设一个测量点，连续自动检测发电机氢、油系统中各个测量点处的氢含量。

发电机氢气系统设置了漏液探测装置，装置上装有两只油水探测报警器，分别接自发电机汽、励两端机座底部及出线盒排液接口。如果发电机内部漏进油或水，油水将流入报警器内，报警器内液位达到一定值时，接通报警装置，运行人员接到报警信号后，即可手动操作报警器底部的排污阀进行排污，如图 6-76 所示。

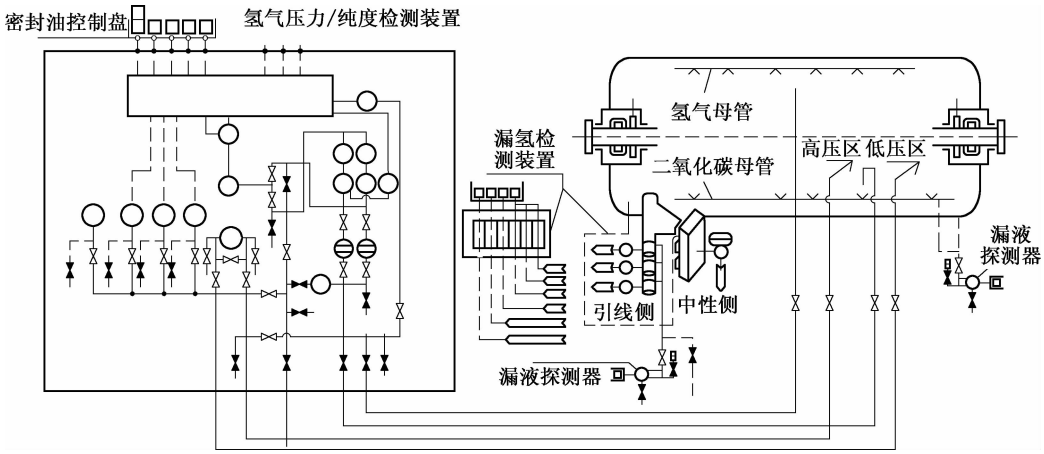


图 6-76　氢气检测监视回路

三、主要设备及技术参数

（一）氢气供应装置

氢气供应装置（见图 6-77）有控制地向发电机内供给氢气。本氢气供应装置设置一个氢气进口总阀、一个氢气过滤器、两个氢气减压器、一个安全阀和一个供氢装置出口阀门。氢气来自制氢站，且供氢压力应限制在 0.6～1.0MPa 范围内，然后用双母管引入接至氢气供应装置，再经氢气供应装置上的减压器调至所需压力后送入发电机。设置两个减压器，减压器采用 YQQG-140 型氢气减压器。减压器进口压力（即氢气源供应压力）一般不能低于 0.6MPa，且不高于 1.0MPa；出口压力人为设定（手动操作顶丝），降至所需压力后，自动保持。装设一个角型安全阀，该安全阀调整至压力升到 0.65～0.7MPa 时开启，压力回落至 0.4MPa 之前回座并关严。

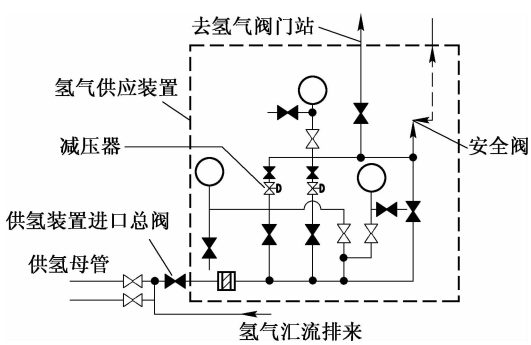


图 6-77　氢气供应装置

（二）阀门站

阀门站是由数个气体阀门和连接管道集中组合装配而成的，是发电机内进出氢气、二氧化碳气体和空气的必经之路。其上的氢气进口接自氢气供应装置，氢气出口通向发电机。其上的二氧化碳气体进口接自二氧化碳气体汇流排，二氧化碳气体出口通向发电机。其上的压缩空气进口接自电厂的仪表用压缩空气供应系统。其上的排空口应与电厂的主排空管相接。

阀门站上的气体阀门也均采用波纹管焊接式截止阀。发电机正常运行时，只允许进氢阀门开启，其余阀门必须全部关闭。发电机需要进行气体置换时，才由人工手动操作这几只常闭阀门，使其各自按照机内气体进、出的需要处于开、关状态，如图 6-78 所示。

（三）二氧化碳汇流排

二氧化碳汇流排在发电机需要进行气体置换时投入使用，以控制从气瓶供给的二氧化碳

进入发电机内的压力在所需值（通常情况下，在整个置换过程中发电机内气压保持在0.02～0.03MPa之间），如图6-79所示。

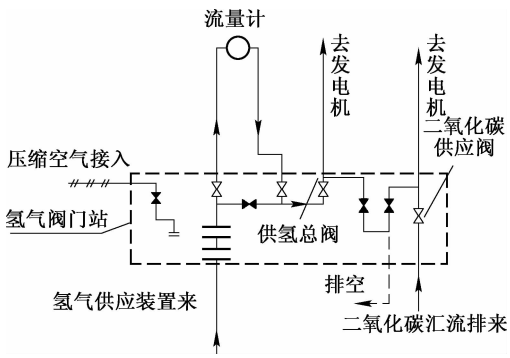


图6-78 阀门站

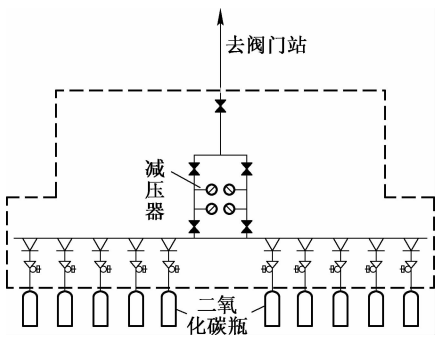


图6-79 二氧化碳汇流排

二氧化碳汇流排上设置有回形导管（用于连接气瓶与汇流总管）、直角阀、高压截止阀、减压器（两级减压器）、低压截止阀。该汇流排进口设计压力为15MPa，出口压力可降至不大于1.0MPa。瓶装二氧化碳一般呈高压液态，必须经二氧化碳气体汇流排释放气化。而液态二氧化碳从气瓶中释放气化，必然大量吸热，致使管道及其减压器等冻结，释放速度因而受到限制。

此汇流排的减压器上带有电加热器，投入后可避免减压器结冻（注意，只允许向发电机内充二氧化碳期间投入该电加热器，一旦停止充二氧化碳气体，应立即断电，以避免没有气体流通导致高热烧损加热器）。而且，此二氧化碳汇流排设有10个瓶位。多设置瓶位，可以轮流释放二氧化碳，间隔解冻管道。

（四）氢气汇流排

氢气汇流排仅在采取气瓶供氢时使用。可将标准气瓶中的氢气经减压器降压至不大于1MPa后，进入本系统的氢气供应装置，先经过滤器滤除固态杂质，再经装置上的减压器降压至所需值后送入发电机，如图6-80所示。

氢气汇流排的结构形式与二氧化碳汇流排相同，也设置有回形导管（用于连接气瓶与汇流总管）、直角阀、高压截止阀、减压器（两级减压器）、低压截止阀。该汇流排进口设计压力为15MPa。

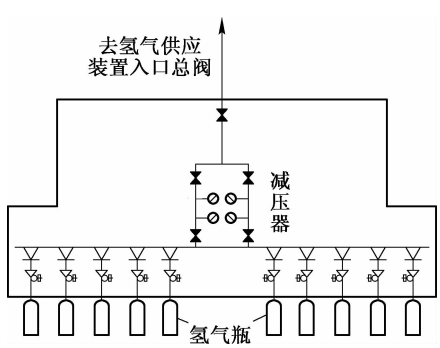


图6-80 氢气汇流排

（五）氢气干燥装置

氢气干燥装置（见图6-81）采用吸附式，它是利用活性氧化铝的吸收性能。高疏松度的活性氧化铝，具有非常大的表面积和强吸湿能力，湿度高的氢气通过填满活性氧化铝的吸收塔后，氢气中的湿气将被活性氧化铝吸收。当活性氧化铝吸收水分达到饱和后，可通过加热来清除自身的水蒸汽，得到“再生”，从而恢复它的吸收能力，且活性氧化铝的性能和效率并不受重复再生的影响。在设备的干燥塔中，埋入式的高密电加热器加热干燥剂使束缚的水分汽化；与此同时一股封装的氢气流过吸附层带走释放出的水蒸气，

干燥剂恢复最初的特性；然后将氢气（含有水蒸气）冷却，冷凝水通过汽水分离器排出。当需要检修时，可通过净化入口和出后阀导入置换气体进行置换。

该型氢气干燥装置有两个吸收塔，其中一个吸收塔处于吸湿过程时，另一个则处于再生过程，所以干燥器能够连续工作。双塔之间由工作到再生，又由再生到工作的转换及循环往复是一个完全自动控制的过程，由该装置自带的控制器完成。

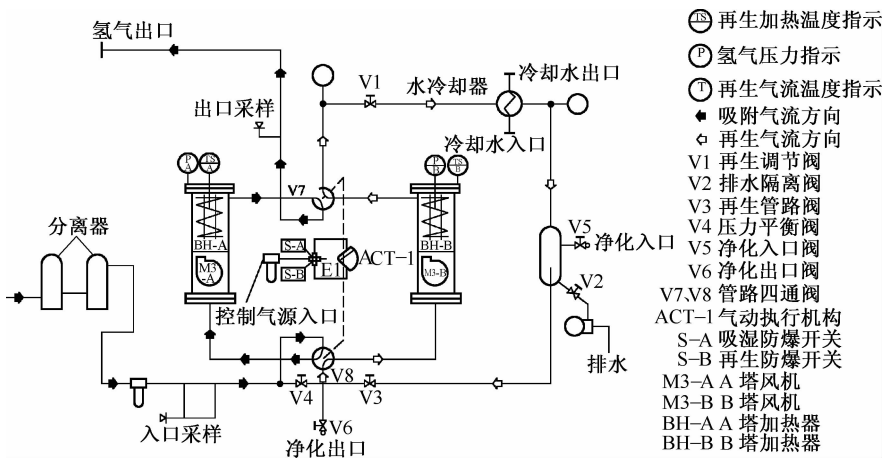


图 6-81　氢气干燥装置

为防止氢气中的含油杂质或液体直接进入吸附式氢气干燥器设备中，影响设备的干燥效果，该型氢气干燥装置还专门配有一台油气分离器，让氢气在进入吸收塔前先通过油气分离器，滤除液体杂质及油烟，保证氢气的洁净。

（六）漏液探测装置

漏液探测装置上装有两只油水探测报警器，分别接自发电机汽、励两端机座底部及出线盒排液接口。

如果发电机内部漏进油或水，油水将流入报警器内。报警器内设置有一只浮子，浮子上端载有永久磁钢，探测报警器上部设有磁性开关。当探测报警器内油水积聚液位上升时，浮子随之上升，永久磁钢随之吸合，磁性开关接通报警装置，运行人员接到报警信号后，即可手动操作报警器底部的排污阀进行排污。

（七）氢气压力/纯度检测装置

氢气压力/纯度检测装置能连续自动测量，并在运行工况下指示发电机的机内氢气纯度、压力、露点温度、补氢流量，并可输出报警信号（开关信号）和监控信号；还能对发电机的气体置换进行全过程的在线监测。

该装置内装设三范围气体成分在线分析仪及就地指示仪表。并在气体置换期间，用以分析并指示发电机壳内气体置换过程排出气体中 CO_2 或 H_2 的含量（测量 CO_2 在空气中的含量：0～100%；及测量 H_2 在 CO_2 中的含量：0～100%）；气体置换完成后，用以分析并指示发电机壳内氢气纯度（测量 H_2 在空气中的含量：85%～100%）。除了有就地氢气纯度指示外，还可送出信号用于远方监测。该装置上还装设有氢气压力表、氢气压力开关和变送器、氢气露点仪，以及氢气流量计等监测仪表，对氢气压力、露点温度和进氢流量等提供就地指示。

（八）漏氢检测装置

漏氢检测装置能连续自动检测发电机氢、油系统中各测量点处的氢含量，一旦氢含量超限（ >1000ppm），则发出报警信号，运行人员接到报警信号后，应检查报警是否属实，必要时对发电机进行找漏。

本系统设置 6 处漏氢测量点，发电机封闭母线箱 A、B、C 三相及中性侧各设 1 点，汽、励端轴承回油各设 1 点。

（九）系统主要运行参数

1. 发电机内额定运行参数

氢气压力：0.4MPa（表压力）。

氢气冷却器出口冷氢温度：31.2℃（冬季工况），44℃（保证点），45.6℃（夏季工况）。

氢气冷却器进口热氢温度：约 80℃。

氢气纯度：发电机计算及测定效率时的氢气纯度为 98%，当机内氢气纯度≥95% 时，发电机可发出额定功率。

氢气耗量：7.5 ~ 14Nm^3/天。

2. 对供给发电机的氢气要求

发电机供氢压力在 0.6 ~ 1MPa（表压力）范围内，供氢纯度不低于 99.5%，供应氢气露点温度≤ −25℃。

3. 发电机充氢容积

发电机总容积为 120m^3。

4. 发电机静止状态下气体置换耗气量估计值（见表 6-9）

表 6-9　气体置换耗气量估计值

所需气体种类	置换操作内容	耗用气体数量
CO_2	用 CO_2 驱赶发电机内空气 （机内 CO_2 浓度应达到 85%）	1.0V
H_2	用 H_2 驱赶发电机内 CO_2 （机内 H_2 浓度应达到 96%）	2.0V
H_2	发电机内升氢气气压至额定 （0.4MPa）	4.2V
CO_2	用 CO_2 驱赶发电机内 H_2 （机内 CO_2 浓度应达到 96%）	1.5V
CO_2	在紧急情况下（发电机处于高转速工况）用 CO_2 驱赶发电机内 H_2 （机内 CO_2 浓度应达到 96%）	2.0V

注：V = 发电机充氢容积，120Nm^3。

四、系统的运行维护

（一）系统的投运

1. 投运前的检查和准备

发电机氢气系统各仪表、表计均正常投入，无异常报警；发电机风压试验合格；主机油系统运行正常，发电机密封油系统工作正常；系统管道正常，阀门状态正常；CO_2 及 H_2 准备充足。

2. 系统的投运

当发电机内是空气或氢气时，必须用中间介质（二氧化碳或氮气）进行置换，并应在转子静止或盘车状态下进行。发电机置换时应注意：

每次进行气体置换前确定校验气体分析仪合格；在整个置换过程中，发电机内应保持0.02～0.03MPa的压力；在整个置换过程中，应密切注意油氢压力差和密封油箱油位正常，防止漏氢和发电机内进油。

（1）用二氧化碳置换发电机内空气

准备充足合格的二氧化碳气体，调整氢气压力/纯度监测装置中有关阀门位置，将二氧化碳瓶与系统连接，微开发电机排氢手动阀，开启二氧化碳汇流管充气阀，开启阀门站二氧化碳进口阀，调整发电机排氢阀，控制发电机内压力为0.02～0.03MPa。

监测机内CO_2浓度，到三范围气体纯度表的显示“CO_2-95%”，停止充二氧化碳，10min后从发电机顶部取样管取样化验，当二氧化碳含量大于95%以上时，即为合格。

（2）用氢气置换二氧化碳

CO_2置换空气完毕，H_2准备充足且合格；开启H_2母管至机组H_2阀门站总阀，微开补氢减压阀旁路阀，控制充氢压力稍高于发电机内压力；微开发电机底部CO_2排气阀，并注意保持发电机内气体压力在0.02～0.03MPa。

监测机内H_2纯度，当三范围气体纯度表达到“H_2-90%”后，将发电机取样切至发电机底部取样，继续监测机内H_2纯度；当三范围气体纯度表达到“H_2-96%”，且使用H_2-O_2分析仪通过取样化验分析H_2含量，确认H_2纯度到达96%后，关闭阀门站二氧化碳排空阀停止排放。停止充入H_2，5～10min后再次取样分析，若氢气纯度保持96%以上即为H_2置换完毕；若纯度下降，则继续进行置换。

置换完毕后，恢复相关取样阀门状态，正确投入H_2监测装置；并检查系统阀门状态正常。

（3）氢气干燥器的投入

发电机内置换为合格的H_2，氢气干燥器系统排空完毕后，干燥器各阀门位置正常，冷却水及净化空气已正常投入，则在就地投运氢气干燥器。

（4）升高氢气压力（升氢压）

检查各阀门状态正确，开启补氢调节阀前后手动阀，确认机内氢气压力缓慢上升，必要时可开启补氢旁路阀，但要控制补氢速度不可过快，严密监视发电机油氢压力差在正常范围内。升氢压完毕后，检查关闭相关阀门，投入氢气流量计，并全面检查氢气系统，确定无异常报警。

（5）氢冷却器的投运

发电机升压完毕后，给氢冷却器注水排空，排空完毕后投入氢冷却器运行。

（二）系统运行监视与维护

1. 氢气系统运行监视

发电机正常运行中，机内氢气压力应保持在0.4MPa左右，当机内压力低于0.36MPa时，发出氢气压力低报警；当机内压力低于0.25MPa时，发出氢气压力低低报警；当机内压力高于0.435MPa时，发出氢气压力高报警。氢气的纯度应保持在95%以上，纯度低于95%时，应及时进行补氢；纯度低于90%时，系统发出报警。

发电机正常运行中，要保持油氢压力差在0.06～0.08MPa，油氢压力差低于0.035MPa时，发出氢油压力差低报警，密封油直流油泵自动启动。

正常的排补氢过程中，应严密监视氢气纯度，低时排补氢直到机内氢气纯度达到98%以上，停止排补氢。

监视发电机蒸汽轮机端、出线端漏液探测装置的油水探测报警器内是否有油水，油水较多时应查找原因，漏液量超过600cm^{3}时，将发出报警信号。

氢气干燥装置应运行正常。

机组漏氢检测装置无氢气泄漏报警。漏氢检测装置设置6个测量点，分别对发电机出线A、B、C三相及中性点，以及轴承回油蒸汽轮机侧和滑环侧进行漏氢量测量，当漏氢量高于1000ppm时，发出漏氢量高报警。

监视漏氢量不超过14Nm^3/天，否则应查找原因，排除漏点。

2. 氢气系统运行维护

（1）排补氢

排补氢均手动控制，当发电机内氢气压力降低或纯度降低时，要及时给发电机排补氢，此时通过手动开启供氢装置补氢旁路阀给发电机补氢。

（2）漏氢计算

定期对发电机漏氢量进行计算，来掌握发电机漏氢情况。漏氢计算方法为

$$L_1 = V(T_0/P_0)(24/\Delta_T) \times [(P_1 + B_1)/(t_1 + 273) - (P_2 + B_2)/(t_2 + 273)]$$

式中 L_1——气体泄漏量换算到给定状态（$P_0 = 0.1$MPa，$T_0 = 20$℃）下的值，发电机漏氢量 $L_1 < 14$Nm^3/天为合格；

T_0——给定状态下大气热力学温度，$T_0 = 273 + t_0 = 293$K；

P_0——给定状态下大气绝对压力，$P_0 = 0.1$MPa；

Δ_T——试验连续时间（h）；

P_1——试验开始时发电机内气体压力（MPa）；

P_2——试验结束时发电机内气体压力（MPa）；

B_1——试验开始时大气绝对压力（MPa）；

B_2——试验结束时大气绝对压力（MPa）；

t_1——试验开始时发电机内气体平均温度（℃）（测量点：冷氢2个，热氢2个）；

t_2——试验结束时发电机内气体平均温度（℃）（测量点：冷氢2个，热氢2个）；

V——发电机的充氢容积，120m^3。

（3）风压试验

机组大、小修之后或发电机置换成氢气前，应对发电机进行注仪用压缩空气的风压试验，检查计算发电机漏氢量及发电机氢气系统是否存在明显漏点，以保证机组运行时设备状态正常。

1）实验条件 机组盘车状态或机组转子静止状态；发电机已置换成空气；发电机氢气系统有关控制电源、仪表电源、动力电源均已送上，且无异常报警；压缩空气充足；油系统运行正常。

2）实验操作 确认临时充空气管道铺设完毕，管道各阀门位置正确，向发电机内充压缩空气直至到额定压力；通知相关人员进行相关检查和维护工作，并取一定时段内的数据进行漏氢量计算；实验完毕后，对发电机泄压至0.03MPa左右。

（三）系统的停运

1. 发电机排氢

当发电机系统有着火爆炸危险，符合紧急停运条件时，应进行紧急排氢，开启发电机氢

气排空阀，降低氢气压力至0.02MPa，并快速用二氧化碳气体置换；注意密封油压调节正常，否则手动调节。

除事故情况外，发电机排氢应在蒸汽轮机静止或盘车状态下进行，一般在蒸汽轮机静止状态下进行。排氢前为防止氢冷却器冷却水漏至发电机侧，停运发电机氢冷却器，关闭氢冷却器冷却水并放水排空。排氢过程中应严密监视密封油压调节及油箱油位，否则手动调节。排氢后停运氢气干燥器，停止干燥器冷却水。若干燥器需检修，则单独置换。

2. 置换发电机内的氢气

发电机氢气压力泄至0.02～0.03MPa后，准备充足二氧化碳气体，进行置换操作：切换相关阀门位置，确定各阀门位置正确；开启阀门站二氧化碳进口阀，微开阀门站氢气排空阀；充二氧化碳气体置换，调整发电机氢气排空阀开度，维持气压为0.02～0.03MPa。

从发电机顶部取样，当二氧化碳纯度达85%时，暂停充二氧化碳；5～10min后再测量一次，若纯度保持85%以上，即二氧化碳置换氢气完毕；若纯度降低，则继续置换。

3. 用空气置换二氧化碳

发电机内已置换成二氧化碳气体后，准备充足品质合格仪用压缩空气，进行置换操作：确定充空气临时管装接好，各阀门状态正确；微开阀门站二氧化碳排空阀，开启发电机充压缩空气截止阀向发电机内充空气，调节排空阀开度，保持发电机内压力为0.02～0.03MPa。

从发电机底部排气门处取样，当二氧化碳纯度低于10%时，暂停充气；5～10min后再测量一次，二氧化碳纯度均低于10%，空气置换完毕。

五、系统典型异常及处理

1. 发电机内氢气压力高

（1）现象

DCS上发出氢气压力高报警；DCS上及就地表计显示氢气压力高；密封油压力比正常值高。

（2）可能原因

压力调节器故障；氢冷却器有空气，或冷却水量不足；补氢过多。

（3）处理方法

就地检查氢气压力；如压力调节器故障，则关闭氢气压力调节器出口阀；对氢冷却器进行排空；打开阀门站CO_2排空阀，待机内氢气压力下降到额定值时关闭排空阀。检查氢气系统和压力调节器整定值及工作情况，必要时进行适当调整，确认正常后，使其恢复正常运行。

2. 发电机内氢气压力低

（1）现象

DCS上发出氢气压力低报警；DCS上及就地表计显示氢气压力低；密封油压力低于正常压力。

（2）可能原因

氢气系统有泄漏；供氢压力低；减压器故障。

（3）处理方法

立即到就地检查氢气压力并进行补氢，若补氢后氢气压力仍不能维持，则应相应减负荷；若还不能维持运行，申请停机处理。检查看是否供氢压力低，若是，联系化学进行处理。检查氢气减压器出口压力整定值是否正常，若不正常，重新调整压力调节阀；若压力阀

故障，则关闭压力调节阀前、后截止阀，联系检修处理，此时由调节阀旁路供氢。检查氢气及密封油系统是否系统泄露，检查到漏点应立即消除，若漏氢量大且漏氢处无法立即消除，应降氢气压力，同时减负荷运行；若降氢气压力后仍不能维持运行，则应申请停机，排氢后进行处理。检查是否氢气冷却器泄漏，若机内压力下降较快，同时从闭冷水系统中能放出较多气体，应申请停机切断闭冷水，放水排氢处理。检查看是否发电机密封瓦损坏或发电机出线套管损坏，若是，应迅速申请故障停机。检查发电机内氢气温度是否正常，看是否由于发电机负荷突然降低而氢气冷却器的冷却水量并没有减少而导致氢气压力下降。适当减少氢气冷却器冷却水的流量以适应发电机负荷的要求。

3. 发电机内氢气纯度低

（1）现象

氢气纯度降低；DCS 上发出氢气纯度低报警；发电机部件温度升高。

（2）可能原因

仪表故障；干燥器故障；密封油真空净化系统故障。

（3）处理方法

发电机内氢气纯度低于 96% 时，应立即进行排污补氢（新鲜氢气纯度不得少于 99.5%），直至机内氢气纯度达 98% 以上。检查氢气压力/纯度监测装置电源是否送上，若没有送上，送上电源；若故障，联系检修人员处理。检查干燥剂是否失效，如果失效，更换干燥剂。检查密封油真空净油系统是否正常，若不正常，查明原因及时处理。发电机内氢气纯度低于 90% 时，发出氢气纯度低报警，发电机必须降负荷运行，并监控发电机绕组温度；若补氢氢气纯度仍不能维持，立即申请停机。

4. 发电机内氢气露点温度高

（1）现象

发电机露点温度高于正常值；DCS 上发出露点温度高报警。

（2）可能原因

仪表故障；干燥器故障；密封油真空净化系统故障。

（3）处理方法

检查氢气压力/纯度监测装置电源是否送上，若没有送上，送上电源；若故障，联系检修人员处理。检查氢气干燥器工作是否正常，若故障，通知检修进行处理。检查密封油真空净化系统工作是否正常，若不正常，查明原因及时处理。

第十七节　循环水系统

一、系统概述

循环水系统的功能是将冷却水（海水或江河水）送至凝气器去冷却蒸汽轮机低压缸的排汽，以维持凝汽器的真空，使汽水循环得以继续。

一般发电厂循环水系统有两种形式开式循环水系统和闭式循环水系统。各发电厂根据所处地水源不同而采用不同的循环水系统。从江、河、湖、海等天然水体中吸取一定量的水作为循环冷却水，冷却工艺设备吸取废热使水温升高，再排入江、河、湖、海，这种循环水系统叫做开式循环水系统。当发电厂不靠近这些天然的大型水源地时，循环水一般采用地下

水、自来水补水及远距离取水。这样的水源比较珍贵，用水费用相对较高。这样的循环冷却水在冷却工艺设备吸取废热使水温升高后，不排掉，而通过冷却后再循环利用，这样的循环水系统叫做闭式循环水系统。

惠州 LNG 电厂机组采用的是取用海水的开式循环水系统，系统主要由循环水泵和凝汽器以及引水前池、拦污栅、旋转滤网、滤网冲洗水系统、循环水泵电动机润滑及冷却系统、胶球清洗及二次滤网装置等组成。

循环水系统主要为凝汽器提供冷却水，同时还为水水交换器提供工业一次冷却水。由于用海水作为循环水，需要对海水进行加氯处理，而氯即由海水电解而来，因此循环水还为制氯系统提供水源。

惠州 LNG 电厂循环水设计水量见表 6-10。

表 6-10　惠州 LNG 电厂循环水设计水量

机组容量 /MW	凝汽器冷却水量 /(m^3/h)	水水交换器开式水量 /(m^3/h)	制氯用水量 /(m^3/h)	循环水设计水量 /(m^3/h)
3×390	3×24970	4×1940	108	3×28080

二、系统流程

循环水系统主要包括公用的循环水泵母管部分和各机组用的机组循环水部分以及其他配套的设备/系统。

（一）循环水母管系统

每台 M701F3 型联合循环机组配置了 2×50% 循环水泵，3 台机组共配置了 6 台循环水泵。循环水取自大海，为开式循环。海水被管道引至循环水引水前池，再经过 6 个引水闸将水引至 6 台循环泵的吸水水室，经过拦污栅拦截较大体积的垃圾后再经过旋转滤网进行进一步过滤处理，保证循环水泵吸入的海水较为清洁。在循环水泵引水管道上装有恒电位仪，用来保护管道防止腐蚀。若循环水系统为母管制运行，即各循环水联络阀在开启状态，循泵将循环水抽至循环水母管，然后再由母管引至 3 台机组的凝汽器循环水进水管去冷却凝汽器。若循环水为单元制运行，则每台机组的两台循环水泵将循环水直接抽至各相应机组的凝汽器循环水的进水管去冷却凝汽器。不管循环水是母管制运行还是单元制运行，循环水均要为水水交换器提供工业一次水来冷却闭式冷却水，即循环水供工业水联络阀在开启位置。若循环水泵全停时，则由冲洗水供水水交换器工业一次水。同时循环水系统全停后注水，也是用冲洗水通过循环水供工业水联络阀倒送来实现的。循环水母管系统如图 6-82 所示。

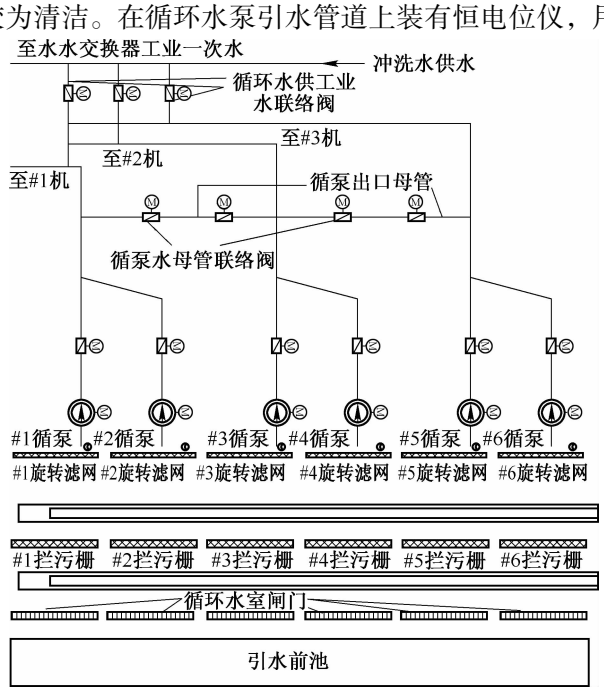


图 6-82　循环水母管系统

（二）机组循环水系统

机组循环水系统主要由循环水进水母管，二次滤网，凝汽器 A、B 水室，胶球清洗装置，凝汽器循环水排水管及疏水排污组成。机组循环水进水母管引自循泵房循环水母管，循环水通过进水母管经过二次滤网过滤后分别通过凝汽器 A、B 水室进水管进入凝汽器 A、B 水室进行冷却，冷却后的循环水分别通过 A、B 水室回水管道及调节阀门进入循环水排水管后排入到大海。

机组循环水运行时，若凝汽器钛管较脏时，可投入胶球清洗系统进行清洁，胶球清洗系统通过胶球泵将集球器里的胶球通过注球管注入 A、B 水室的进水管道，胶球跟随着循环水进入凝汽器钛管进行清洁，清洁后的胶球进入 A、B 水室的循环水回水管，在回水管上装设有收球网，胶球进入收球网后再沿着管道回到集球器。机组循环水系统如图 6-83 所示。

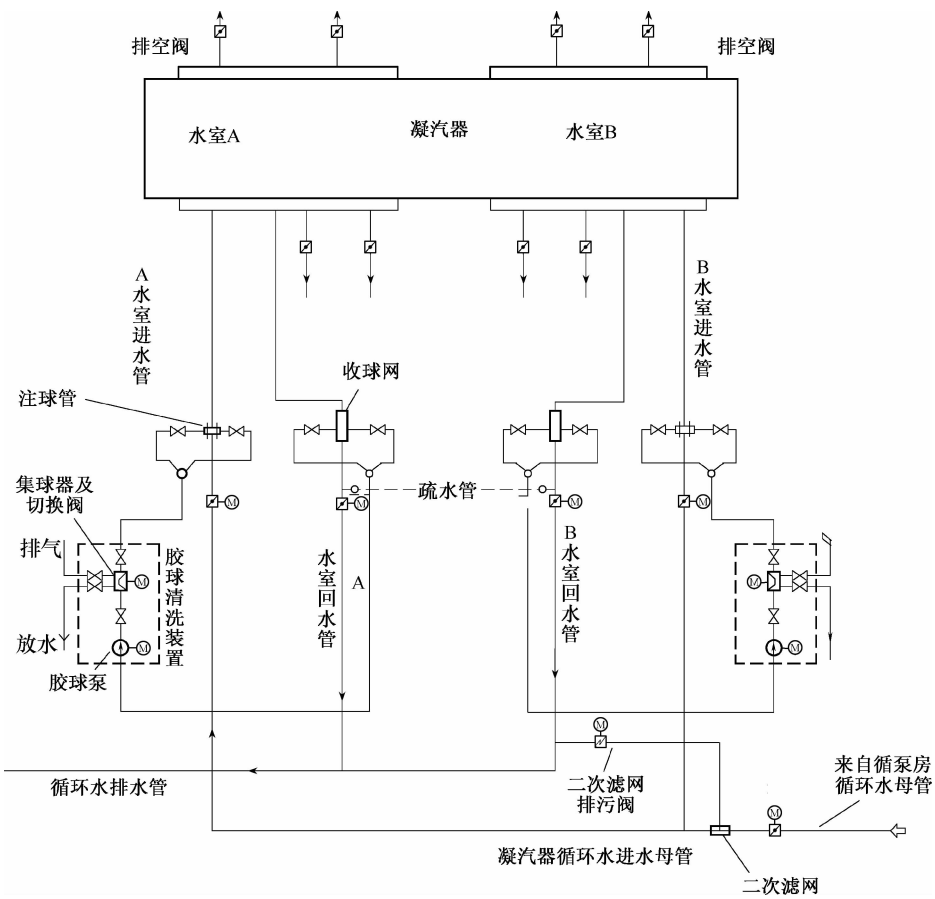


图 6-83　机组循环水系统

（三）冲洗水系统

循环水泵房内需配置 4 台滤网冲洗水泵，供旋转滤网冲洗水、清污机水槽冲污水用。当循环水泵全停时，冲洗水泵可作为水水交换器工业一次水侧的供水泵；也可作为机组循环水系统管道注水排空用。冲洗水系统如图 6-84 所示。

#1 冲洗水泵布置在#1 机循环水泵引水间隔，#2、#3 冲洗水泵布置在#2 机循环水泵的引水间隔，#4 冲水泵布置在#3 机循环水泵的引水间隔，各冲洗水泵取水与循环水泵同水源。

各冲洗水泵出口有两路回路：一路是为水水交换器工业水供水，一路是作为旋转滤网冲洗水。这两回路管道通过手动阀切换。在供水水交换器工业水母管上和每台泵出口旋转滤网的冲洗水管路上，均设置了自清洗过滤器。过滤器通过检测前后差压来实现反洗，当前后差压达到反洗设定值时，滤网反洗泵启动，排污电磁阀打开，进行滤网自清洗。

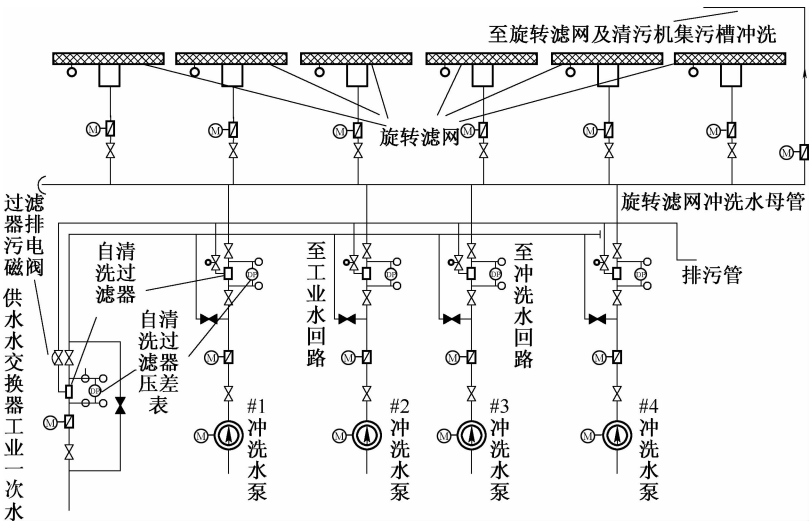


图 6-84　冲洗水系统

三、主要设备及技术参数

循环水系统的主要设备有循环水泵、液控蝶阀、旋转滤网、胶球清洗装置、二次滤网装置等。

（一）循环水泵

惠州 LNG 电厂 3 台 M701F3 型联合循环机组共配备了 6 台 6kV 的立式混流式循环水泵，即为每台机组配置了 2×50% 额定容量的循环水泵。每台机组循环水母管之间设置有联络阀连接，既可以单元制运行，又可以母管制运行。

循环水泵（见图 6-85）采用的是立式单级混流泵，设计流量为 15600～13500m^3/h，扬程为 17.4～20.2mH_2O，转速为 595r/min；循环水泵电动机为空水冷电动机，额定功率为 1000kW，额定电压为 6kV，额定电流为 121.2A。

循环水泵主要由电动机和立式混流泵组成。该泵的进出水管均设在下泵体上，位于水泵轴中心线下方并与轴中心线垂直。泵盖用双头螺栓和定位销紧固于下泵体，所有转动部件通过位于泵体两端的轴承支承，打开泵盖即可对泵内的全部零件进行检查维修，无需解开进出水管及电动机，检修方便。

循环水泵的主要零件包括：泵盖、出水弯管、泵轴、轴承、轴承支架、联轴器、护套管、叶轮、密封环、进水喇叭和进水锥等组成，如图 6-85 所示。泵盖、泵体分别整铸而成，两者共同组成泵的通流部分，进、出水管与泵体铸成一体。泵轴由三根轴连接组成，三根轴之间通过联轴器连接，并通过轴承支架及陶瓷轴承固定及对中，轴承支架安装于泵的护套管上。叶轮由不锈钢制成，结构对称，水流对称地进入叶轮吸入孔后均匀排向压水室，因此理论上不存在轴向力。密封环通过定位半圆固定于泵壳上，与叶轮配合防止压力水过多泄漏。轴和位于其中部的叶轮通过平键、两端的轴套及轴套螺母与轴紧固成一体。轴的一端设联轴

器与电动机直接相连。轴承装于泵体两端，巴式合金滑动轴承装于轴承体内，油冷却，轴承体下部设有冷却室，通过冷却水对轴承进行冷却。非驱动端装有向心球轴承，使转动部分轴向定位和克服残余轴向力。吸入室两端的填料密封可防止空气漏入泵内以及大量液体渗出，填料密封包括填料压盖、填料环、填料套和填料等。

单级混流循环水泵 SEZ1500-1240/1000 的运行性能曲线如图 6-86 所示。单泵工况如下：

$Q=5.5\mathrm{m}^3/\mathrm{s}\quad H=26.4\mathrm{m}\quad \eta\geqslant 86\%$

$Q=6.3\mathrm{m}^3/\mathrm{s}\quad H=22\mathrm{m}\quad \eta\geqslant 86.7\%$

$Q=6.8\mathrm{m}^3/\mathrm{s}\quad H=19\mathrm{m}\quad \eta\geqslant 84.4\%$

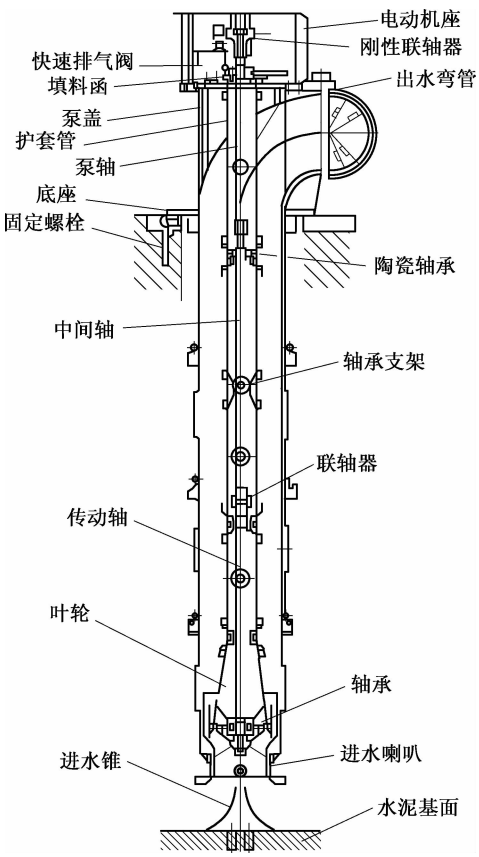


图 6-85　循环水泵结构

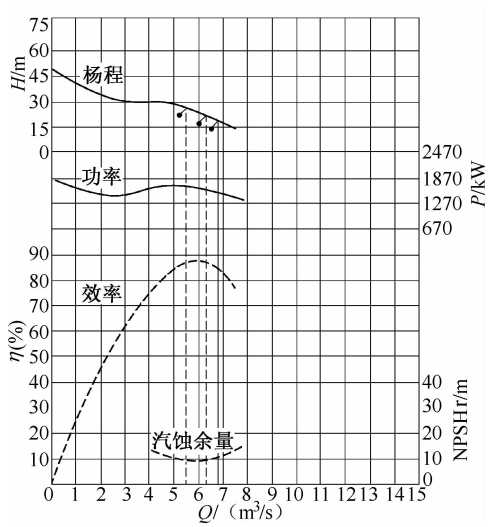


图 6-86　单级混流循环水泵 SEZ/500-1240/10000 运行性能曲线

由曲线可知，单级混流泵随着流量的增大，扬程会减少，效率会现增大，达到最大效率流量后再增加泵的流量，泵的效率会随之降低。单级混流泵的功率会随着泵的出力变化而出现相应的变化。当出力达到一定值时，泵的功率达到最大；再增加流量，泵消耗的功率会随之减少，泵的运行电流也会随着流量的增大而减少。

（二）液控蝶阀

循环水泵出口液控蝶阀（见图 6-87）主要由蝶阀、传动机构、液压机构及电控箱等组成。蝶阀为双球面偏心水平板式，双法兰联接。蝶阀具有电动/手动液压（中压）自补偿系统，重锤储能，快慢关程序可调，液控手动、联动/远程控制，介质充压软密封止回蝶阀。

阀门开度：全开角度为90°，全闭角度为0°；带中间接点，失电关闭型。液控止回蝶阀靠液压驱动，开阀时靠油泵电动机提供动力，关阀时由升起的重锤提供能量驱动阀门关闭。关阀时不需驱动电源，为停电关阀型。传动机构主要由液压缸、摇臂、支承墙板、重锤、杠杆等连接、传动件组成，是液压动力开、关阀门的主要执行机构。传动液压缸上设有快关时间调节阀、慢关时间调节阀和快、慢关角度调节阀。

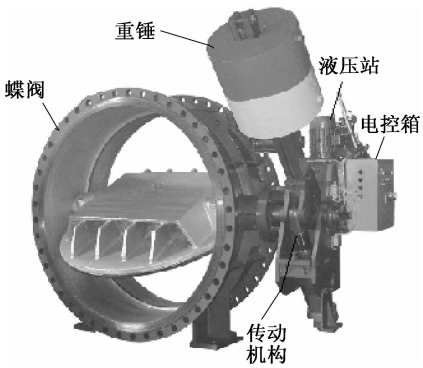


图6-87　液控蝶阀结构

（三）旋转滤网

旋转滤网为露天布置，侧面进水（中间进水、双侧出水），无框架，配双速电动机。其安装于循环水泵房进水间的单元流道内，用于拦截水流中的杂草和污物，水质为海水。

旋转滤网主要由主轴、罩壳、侧导向密封板、网丝、链板、滚轮、网框、冲洗水管及喷嘴、导轨和大链轮等组成。旋转滤网前后水位差大于0.5m时，该滤网自动启动；旋转滤网前后水位差小于0.5m且旋转滤网已启动运行超过3min后，该滤网自动停运；旋转滤网每隔3小时自动启动一次，每次启动运行3min后自动停运。当滤网前后水位差大于300mm时，旋转滤网高速运行，转速为3.6m/min，当滤网前后水位差小于200mm时，旋转滤网低速运行，转速为1.8m/min。

（四）二次滤网

二次滤网安装于凝汽器循环水进水母管上，设计要求安装直管段大于1.2m，用于过滤和清除进入凝汽器循环水中的污物。

二次滤网具有自动反冲洗功能，滤网前后设差压测量系统。当前后差压不断增加达到设定值时，滤网自动进行反冲洗。二次滤网一次反冲洗时间小于1min，且一次清洗带走的水量小于相应时间内额定流量的3.5%。同时，它还具有力矩保护、自动反转等功能。反洗转子在转动受阻时会自动反转同时报警，以保证整个循环水系统安全高效地全自动运行。滤水器转子驱动机构型式为电动，滤水器反冲洗转子还设手动控制，在电源故障时可手动操作。二次滤网通过差压测量系统随时监测滤器两端的差压。当差压达到设定值时，排污阀打开，进行反洗。二次滤网的构成如图6-88所示。

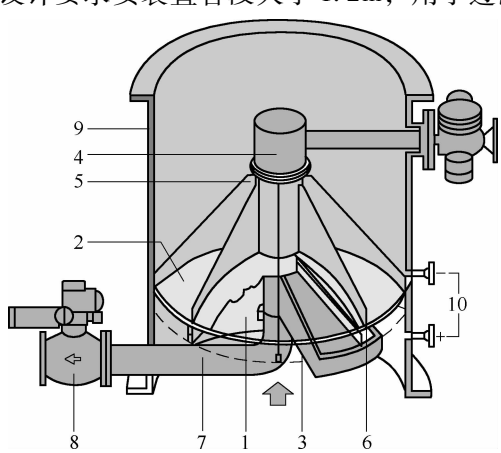


图6-88　二次滤网结构

1—滤网腔室　2—滤网元件　3—反洗转子　4—转子驱动机构　5—分隔　6—密封条　7—排污管路　8—排污阀　9—滤器壳体　10—压差测量系统

（五）胶球清洗装置

每台机组配置两套自动胶球清洗系统，分别应用于凝汽器A、B侧水室，共配置6套。凝汽器胶球清洗是借助水流的作用将胶球带入凝汽器冷凝管，对冷凝管进行擦洗，维持冷凝管内壁清洁，保证凝汽器设计换热效率不下降，从而维持凝汽器的端差和蒸汽轮机背压；避免冷凝管内壁腐蚀，改善运行条件，延长机组寿命。胶球连续清洗装置所用胶球有硬胶球和软胶球两种，清洗原理也有区别。硬胶球的

直径比铜管内径小 1 ~ 2mm，胶球随冷却水进入铜管后不规则地跳动，并与铜管内壁碰撞，加之水流的冲刷作用，将附着在管壁上的沉积物清除掉，达到清洗的目的。软胶球的直径比铜管大 1 ~ 2mm，质地柔软的海绵胶球随水进入铜管后，即被压缩变形与铜管壁全周接触，从而将管壁的污垢清除掉。

胶球清洗系统由胶球泵、集球室、切换阀、收球网等组成。清洗时把海绵球填入集球室，起动胶球泵，胶球便在比循环水压力略高的压力水流带动下，经凝汽器的进水室进入钛管进行清洗。由于胶球输送管的出口朝下，所以胶球在循环水中分散均匀，使各钛管的进球率相差不大。胶球把钛管内壁抹擦一遍，流出钛管的管口时，自身的弹力作用使它恢复原状，并随水流到达收球网，被胶球泵入口负压吸入泵内，重复上述过程，反复清洗。凝汽器胶球清洗装置结构如图 6-89 所示。

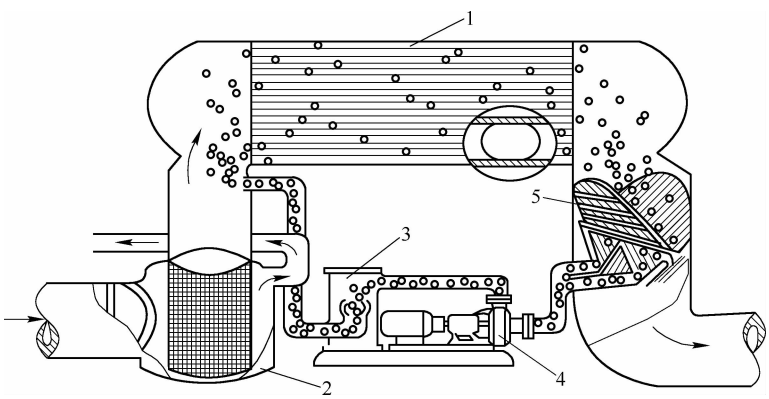


图 6-89　凝汽器胶球清洗装置结构

1—凝汽器　2—二次滤网（带清洗蝶阀）　3—集球室　4—胶球泵　5—收球网

（六）系统主要运行参数

循环水系统主要运行及技术参数如下：

1）循环水母管压力为 0. 065 ~ 0. 10MPa。

2）凝汽器循环水进出口温度差为 8℃左右。

3）循环水泵电动机冷却水母管压力为 0. 22MPa。

4）冲洗水母管压力为约 0. 3MPa。

5）循环水进水温度为 28℃左右。

6）一台机组凝汽器循环水流量为 24970m^3/h。

四、系统的运行维护

（一）系统的启动

1. 启动前的准备和检查

经过检修或者长期停运后，循环水系启动前需要对系统进行全面的检查，并对系统管道进行注水排空。对于两班制运行的联合循环机组来说，循环水系统投运前需确认：各阀门状态正常；循泵各辅助系统已投运，循泵具备启动条件。

2. 系统的投运

启动循环水泵前检查下列条件满足：

循环水泵出口蝶阀关；循环水泵入口水位不低；循环水泵电动机最大的启动次数没有达到，推力轴承油位不低；循环水泵推力轴承驱动端温度＜95℃，推力轴承非驱动端温度＜90℃，电动机绕组温度＜125℃。

条件满足后先开启机组凝汽器循环水出口调阀微小开度，启动循环水泵。循泵系统启动完成后要加强检查，检查电动机电流、轴承油位及温度，泵的振动情况、泵的盘根漏水情况，以及循环水系统管道是否有外漏现象等。系统启动后将二次滤网投入运行并监视二次滤网前后差压。

（二）系统运行监视

1. 循环水泵及电动机运行监视及维护

循环水泵无异响、异味，振动正常，盘根密封，电动机电流、轴承和绕组温度正常；循环水泵电动机轴承油位正常，油质合格；循环水泵电动机冷却水压力正常（不低于0.2MPa）；循环水泵盘根处有少量水流出（每分钟数滴水即可）；循环水泵出口蝶阀就地阀位正常，电气控制箱上状态指示正常，液压油机构油位、油温、油压正常，无漏油现象，蝶阀电机不应频繁打压。

2. 循环水管道运行监视及维护

循环水泵进口水位显示正常，旋转滤网前后水位差不大；循环水泵出口压力、循环水母管压力正常。

3. 循环水泵辅助设备运行监视及维护

循环水泵电动机冷却水泵无异响、异味，振动正常；电动机电流正常；冷却塔风机声音、振动正常，进出口冷却水温正常；循环水泵房废水池排污泵良好，处于备用状态；低位水池水位正常。

4. 机组循环水运行监视及维护

凝汽器A、B侧循环水进出口压力正常；凝汽器A、B侧循环水进出口温度正常；二次滤网运行正常，就地控制柜无异常报警：系统无泄漏；主厂房凝汽器集水坑排污泵良好，处于备用状态。

（三）循环水系统停运

机组的循环水系统停运前，需确认以下停运条件：

机组真空至零，轴封系统已停运；主蒸汽系统和辅助蒸汽系统无疏水至凝汽器，低压缸排汽温度低于60℃且无上升趋势，胶球清洗系统已停运。

具备以上停运条件时方可停止本机组对应的循环水系统运行，另外对于循环水泵部分，停运前需确认以下几点：

水水交换器开式水侧已切换至其他机组循环水泵或冲洗水泵供水；机组循环水系统退出母管制运行，与其他机组联络阀已关闭。

上述条件满足后可在DCS上远程操作停止循环水泵运行。

循环水泵停运后，应关闭相应循环水凝汽器出水电动门；视需要，关闭循环水凝汽器进口电动门。投入循环水泵电动机加热器。循环水泵全停后，停止冷却塔风机及冷却升压水泵运行。

（四）系统的联锁保护

1. 循环水泵闭锁启动

以下条件有任何一条满足时，循环水泵闭锁启动：

电动机冷却水流量低；凝汽器循环水侧进、出口阀全关；凝汽器循环水进水母管总阀未全开；有跳机条件存在。

2. 跳泵保护

循环水泵推力轴承驱动端温度应低于75℃，达到95℃，保护动作立即跳泵；循环水泵推力轴承非驱动端温度应低于70℃，达到90℃报警，保护动作立即跳泵；任一电动机绕组温度达到120℃时报警，达125℃时延时20s保护动作跳泵；循泵运行后1min，出口蝶阀未全开保护动作跳泵；出口蝶阀关至75°时泵还在运行，保护动作跳泵；电气保护动作跳泵。

3. 其他保护

循环水泵电动机冷却水母管压力低于0.2MPa发出报警；旋转滤网后液位低于6.5m时发出报警；单元制运行时两台循泵全停，凝汽器低真空保护；胶球收球网差压达到8.8kPa时自动反洗，达到9.5kPa时紧急反洗；二次滤网差压达到10.7kPa时，自动反洗。

五、系统运行优化及改造

经多年运行经验总结，为提高整个循环水系统运行效率及节能减排，惠州LNG电厂循环水系统进行了多次运行优化。

1. 母管制运行优化

循环水系统在无特殊情况下（机组循环水及相关系统检修）均采用母管制运行，根据季节变化及真空情况，来调整循泵运行台数。一般冬季时，3台机组满负荷运行的情况下，循环水系统母管制运行只需4到5台循环水泵就能满足冷却要求；春秋季时只需5台就能满足冷却要求；夏季时6台循泵全部投入运行。

2. 循环水泵电动机冷却水系统运行优化

冷却水系统设计为四台升压水泵，三用一备；两台冷却水塔，一用一备。实际运行过程中，升压泵二用二备就能满足电动机冷却水要求。而冷却塔分季节性运行，当环境温度较低的季节，冷却塔不投入运行，当环境温度较高时才投入一台冷却塔运行。

3. 旋转滤网冲洗水系统运行优化

由于惠州LNG电厂循环水系统中设置有引水前池，循环水引水相对较为干净，因此，旋转滤网及冲洗水系统采用手动定期投入方式运行，一般一周投运一次，一次一小时。遇到台风等恶劣天气，引水前池较脏时，才加大投运频率及时间。

4. 水水交换器开式水运行优化

将水水交换器开式水出口阀进行改造，由原来的全开、全关型电动阀改为调节型电动阀，根据环境温度及水温，调节海水供水量至合理值，减少海水供水量。

六、系统典型异常及处理

1. 循环水泵出口蝶阀卡涩在全开位置无法关闭

（1）现象

DCS上发出报警；DCS上显示出口蝶阀全开故障；就地阀门在全开位置，但已无油压。

（2）可能原因

机械卡涩；阀位开关故障。

（3）处理方法

关闭该循泵与其他机组循环水母管之间的联络阀，保证其他机组安全运行；确认水水交换器工业一次水已转由其他机组或冲洗水供水；尝试手动关闭循环水泵出口蝶阀，如无效应及时停运该机组另一台循泵，机组按循环水中断处理；立即派人到就地检查循泵及其出口蝶阀；紧急停机后，低真空保护动作时确认进入凝汽器的疏水阀全部关闭；转速小于 300r/min 时，破坏真空，停轴封；检查低压缸大气薄膜是否完好，必要时更换；严密监视低压缸排汽温度，循环水中断后必须在凝汽器温度低于 50°C 后才可恢复循环水系统。

2. 电动机冷却水母管压力低的处理

（1）现象

DCS 上发出母管压力低报警；DCS 上发出冷却水流量低报警；就地压力表显示压力低。

（2）可能原因

升压泵故障跳闸，备泵没自启；管道泄漏；低位水池液位低。

（3）处理方法

启动备用冷却水升压泵；检查运行中的冷却水升压泵，异常时应及时停止；检查低位水池水位，水位低时应及时补水，满水时可通过关闭冷却塔出口将多余的水由冷却塔处溢出；若运行的冷却水升压泵跳闸，在无备用的情况下，应当关闭备用循环水泵电动机冷却水，维持冷却水母管压力；若跳闸泵为热电偶动作式，泵体检查正常，必要时可复位开关热电偶再试启一次；若管道存在泄漏，电动机冷却水母管压力无法维持，可投入备用冷却水水源。

3. 机组运行过程中一台循泵跳闸

（1）现象

DCS 上发出报警；跳闸泵已停运且显示故障；循环水压力降低；机组真空下降。

（2）可能原因

电动机故障；电气保护动作；轴承温度高。

（3）处理方法

如有备用循环水泵，则立即启动备用循环水泵；如该机组循环水系统为单元制运行方式，条件允许的话立即开启该机组与相邻机组的联络阀，改由母管制运行，并视真空情况决定是否适当降负荷或启备用真空泵；如果机组循环水系统为母管制运行，立即调整各机组循环水母管压力，同时密切监视各机组真空情况；就地检查泵跳闸原因。

第十八节　压缩空气系统

一、系统概述

压缩空气系统主要是指，可产生符合压力要求的压缩空气，并经净化处理后再由管道系统传输至各压缩空气用户的系统。压缩空气是一种重要的动力源，与其他能源比，它具有下列明显的特点：清晰透明，输送方便，没有特殊的有害性能，不可燃，不怕超负荷，能在许多不利的环境下工作，空气在地面上到处都有，取之不尽。

压缩空气在电力行业的应用也非常广泛，在发电厂，压缩空气主要用于仪表用压缩空气系统、厂房内杂用压缩空气系统和设备动力用压缩空气系统。压缩空气用处不同，要求的压缩空气的品质也有差异，一般仪表用的压缩空气品质要求较高，而作为一些检修吹扫的杂用

压缩空气相对来说品质要求会低一些。

压缩空气系统为发电厂必不可少的公用系统之一，配备充足而可靠的压缩空气是发电厂运行的基本前提。惠州 LNG 电厂压缩空气系统总共配置了 5 台空压双螺杆式空气压缩机，5 台空气压缩机为母管制运行。系统配备 4 套干燥能力为 20m^3/min 的干燥装置，集成油过滤器和除尘过滤器，能匹配空气压缩机的运行状态，最终保证经空气干燥净化设备处理后的压缩空气品质符合技术参数要求。系统中设有 2 台 30m^3 的杂用贮气罐，3 台 30m^3 仪用压缩空气贮气罐，以满足在空气压缩机失电停运的情况下，维持仪用空气 5 ~ 10min 的用气量。机组正常运行时，由于不需要燃气轮机吹扫空气，一般为 2 台左右空气压缩机正常运行，其他空压机自动备用状态，干燥器正常时为三用一备，杂用贮气罐和 3 个仪用压缩空气贮气罐正常时全部投入运行。

惠州 LNG 电厂压缩空气系统主要分为仪用压缩空气系统和杂用压缩空气系统。仪用压缩空气系统的用户主要有：全厂的气动阀的动力气源、燃气轮机#2 轴承的振动探头冷却用气、燃气轮机点火装置动力用气、盘车装置的啮合和脱扣的动力用气、氢气干燥装置的电控箱的净化用气和其四通阀的切换气源、发电机气体置换用气、烟气检测装置的仪表用气、预作用灭火系统管道用气、混床再生混合树脂用气。杂用压缩空气的用户主要有：机组检修用气（用于管道吹扫、设备冷却、工具用气等）、燃气轮机吹扫冷却用气。

二、系统流程

惠州 LNG 电厂的压缩空气系统主要由压缩空气制气系统和各机组压缩空气用户系统组成。

制气系统主要分为杂用压缩空气制气和仪用压缩空气制气，仪用压缩空气是对杂用压缩空气进行进一步精处理而来的。制气系统主要流程为：

环境大气→双螺杆空气压缩机压缩→空气压缩机出口母管→杂用贮气罐进口管→杂用贮气罐→杂用贮气罐出口母管。

此流程为杂用压缩空气制气流程，因为杂用压缩空气对其品质要求不高，不用进行进一步处理，就可直接送至机组杂用空气母管配送至各用户。

仪用压缩空气制气是在杂用压缩空气流程的基础上再进行精处理，流程为：杂用贮气罐出口母管→压缩空气净化装置→净化装置出口母管→仪用压缩空气贮气罐→仪用压缩空气母管。

通过处理，符合要求的仪用压缩空气被管道送至机组仪用压缩空气母管再配送至各用户。

机组压缩空气用户系统中的杂用压缩空气主要为机组的杂用压缩空气母管供气，机组杂用压缩空气主要用于燃气轮机吹扫和检修用气。在主厂房内按照楼层在 0 米和主厂房第二层布置杂用压缩空气母管，两层楼的母管连通为环管结构，各机组设备所需用气均从该母管上接管引出。机组仪用压缩空气主要用于全厂的各仪表设备等。

三、主要设备及技术参数

（一）空气压缩机

惠州 LNG 电厂采用的空气压缩机型式为空冷、双螺杆喷油压缩机，进气压力为 0.1MPa，排气压力为 1MPa，空气流量为 16.51Nm^3/min。空气压缩机配置的电动机型号为 LS280MU，额定功率为 110kW，额定电压为 380V，额定电流为 180A。

所采用的英格索兰微油螺杆式空压机主要有主机和电动机系统、润滑和冷却系统、油气分离系统、气路系统、控制系统以及保护系统组成，如图 6-90 所示。

螺杆空气压缩机的压缩作用是由一对螺旋转子啮合而产生的，压缩过程中喷油冷却密封。产生的油气混合物从主机排出后进入分离系统，该系统在分离筒体内自成一体，将大部分冷却油都去除回收到冷却油系统；而空气进入后冷却器进行冷却和气水分离后，在经过过滤器后从压缩机组排出。

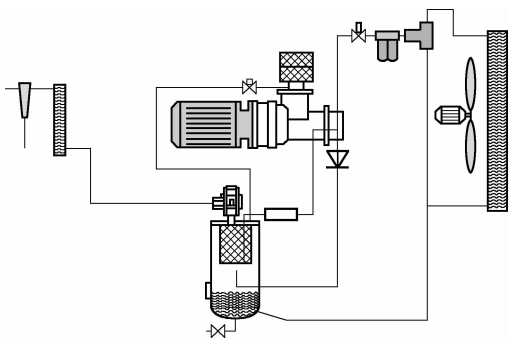


图 6-90　空气压缩机结构示意图

1. 主机和电动机

主机主要由一对阴阳转子和壳体组成，属于容积式。其工作过程由吸气过程、压缩过程和排气过程组成，如图 6-91 所示。外部空气吸入空气压缩机主机，当一对凸角完成排气过程（两凸角在排气端完全啮合）时转子另一端（进气端）的空隙开始通过吸气口充气，而另一对准备压缩，当该对凸角中的阴凸角在其整个长度上充满气时，进气阶段结束。随着转子进一步转动，阳转子凸角开始在进气端与阴转子啮合，相互啮合的两凸角的脊线通过密封线时便将已吸入的空气截住，阳凸角开始挤压截住的空气并同时将其挤到排气端盖。阳转子的挤压运动逐渐减少被截留的空气的体积，同时冷却油通过机壳上钻有的压力喷嘴不断喷入这些空气里，冷却空气压缩机主机及电动机，吸收压缩热，润滑转子，并为转子提供密封。

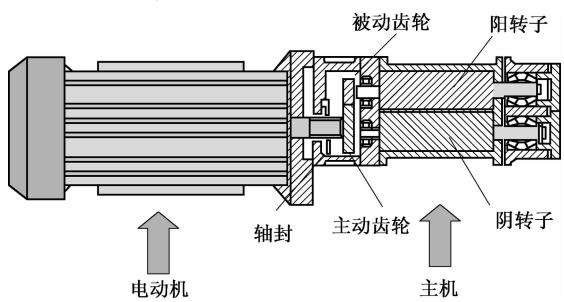


图 6-91　主机和电动机

螺杆空气压缩机的主电动机采用的是专用电动机，主机与电动机之间采用法兰连接并通过齿轮进行传动，故要求电动机的法兰要有较高的刚性。压缩机的电动机有以下特点：起动转矩大、起动电流小且稳定、电动机温升较小、电动机绝缘较高等。

2. 润滑和冷却

润滑油和冷却系统由主机、分离筒体、温控阀、油冷器、冷却剂过滤器、断油电磁阀等组成。

空气压缩机在运行过程中，会产生非常大的热量，同时空气压缩机在工作时，阴阳转子需要润滑，阴阳啮合齿之间需要密封。故向空气压缩机主机通入冷却油进行润滑、冷却和齿间密封，以保证空气压缩机转子的使用寿命和及时带走压缩过程中产生的热量，使被压缩空气的温度在正常范围内。冷却油的循环靠机组运行后产生的压力差由高压自行向低压流动。冷却油从分离器油池流到油冷却器进口及温控阀的旁路，通过温控阀的控制，提供适当温度的冷却油，再通过滤油器和断油电磁阀后再喷入到主机，由主机排出的油气混合物又回到分离器（见图 6-92）进行分离。

3. 油气分离系统

分离器系统由油分离器筒体、油分离芯、回油管及回油过滤器、安全阀、最小压力阀组成，如图 6-93 所示。

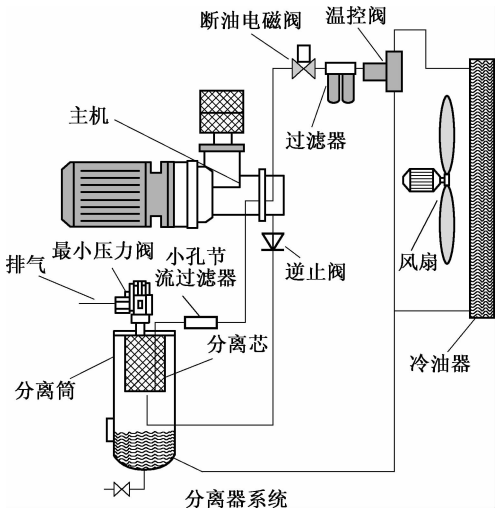


图 6-92　分离器系统

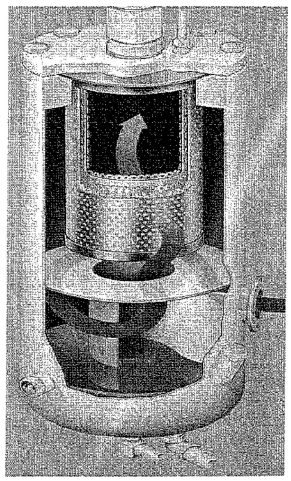


图 6-93　油气分离系统

油分离筒体由一个中间隔板作为分界，隔板以下为初级分离，隔板以上为次级分离。初级分离采用离心式，主机排出的油气混合物经过止回阀进入分离筒体，通过导向装置使油气混合物产生旋转，在离心力的作用下将冷却油分离出来留在筒体内的油池内。分离后的压缩空气再进入次级分离，次级分离器采用凝聚过滤，分离芯由两个紧密填塞的同心圆组成，分离芯用法兰安装在筒体出口盖上。带有少量冷却油的压缩空气进入分离芯，油雾聚合凝结成小油滴，油滴在自身重力的作用下汇集于分离芯底部，通过安装于回油管路上的过滤网和节流孔接头，抽回到空气压缩机主机进油口。为使油气混合物在分离器的初级分离过程中真正达到效果，分离筒的液位和工作压力必须得到控制，液位要控制在液位镜中部以下，工作压力必须在 0.55MPa 以上。

4. 气路系统

英格索兰双螺杆空气压缩机的气路系统由空气滤清器、消声节流阀、进气阀、水分离器及最小压力阀、后冷却器、冷凝液分离器和放气阀组成，如图 6-94 所示。

大气中的空气经过空气滤清器过滤后再经过节流消声处理，通过空气压缩机的进气阀进入到空气压缩机主机中进行压缩；压缩后的压缩空气在油气分离筒内分离后，经过最小压力阀导出；通过后冷却器冷却至适当温度，再进入冷凝液分离器分离水分后排出。

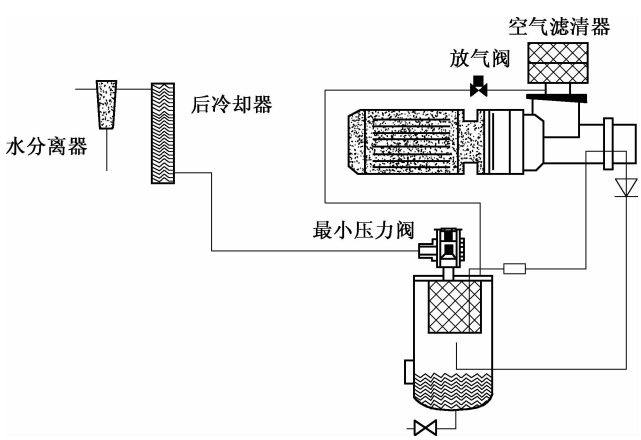


图 6-94　气路系统

5. SG 控制系统

机组所有指令（启动、加载、卸载、停机等）由“SG Intellisys”控制器发出，控制器根据获得的压力信号（压力传感器）发出步进电动机转动的方向和转动幅度来控制进气蝶阀的开关及开度。

SG Intellisys 控制器提供了 3 种气量控制方式，分别为“Mod/ACS”（调节/自动控制）、“Modulation Only”（单一调节）、“ON/OFF Line”控制。

联合循环发电厂的压缩空气系统用气量变化较大，一般采用自动启停的 ON/OFF Line 控制方式。在用气量小时，母管压力升至 Off-Line 的起跳压力设定值时，控制器开始计时，在延时时间内母管压力始终在回跳压力设定值以上，则空气压缩机会自动停止。在用气量大时，母管压力降至 On Line 的回跳压力设定值时，控制器也开始计时，延时后空气压缩机自动启动带载运行。

（二）压缩空气净化装置

压缩空气系统总共设置了 4 套空气净化设备（见图 6-95），每套净化设备包括一台除油过滤器、一台无热再生吸附式干燥装置、一台除尘过滤器。除油过滤器型号为 IRHE706，除尘过滤器型号为 IRDP706。过滤器处理空气量小于等于 20Nm³/min，精度小于等于 0.01μm，最高工作压力为 1.6MPa，最高工作温度为 66℃；干燥装置型式为 TZ600，流量为 17.23Nm³/min，最高工作压力 1.1MPa，最高工作温度为 55℃，成品露点温度为 -40℃，反冲及再生耗气量均为 12% 产气量。

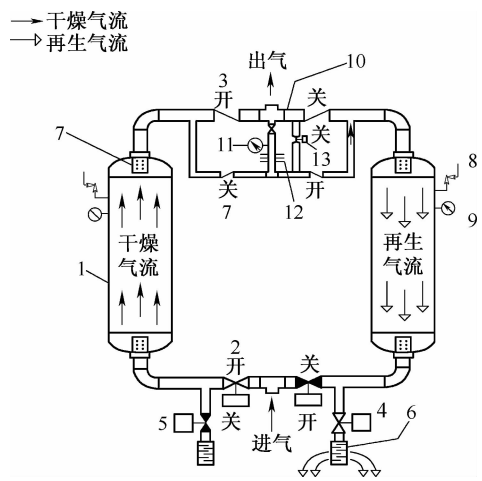


图 6-95　压缩空气净化装置

1—压力容器　2—进气阀　3—排气止回阀　4—再生流量止回阀　5—再生阀　6—再生消声器　7—干燥剂滤网　8—安全阀　9—压力表　10—再生调节阀　11—再生调节压力表　12—再生节流孔　13—抑制阀

1. 无热再生式干燥机

工作原理：再生式压缩空气干燥机，通过自动控制使压缩空气气流在两个充满干燥剂容器内循环流动，从而能持续提供干燥的压缩空气。当一个容器正在从输入的空气气流中吸收湿气时，另一个容器中的干燥剂同时在被一部分已干燥的空气再生着，干燥剂采用 A 级活性氧化铝，如图 6-97 所示。

无热再生式干燥机是按美国电器制造商协会（National Electrical Manufactures Association NEMA）规定的 10min 循环设计，其中干燥 5min，再生 4min 20s，升压 30s，降压 10s。当干燥塔内与管道同压的 5min 期间，另一塔内的干燥剂在再生，再生塔的压力应小于 0.22bar。通过再生流量调节阀和再生压力表的调节，约 14% 的出口干燥空气被用于再生。

2. 过滤器

冷却后的压缩空气中还存在着一些水分、油及颗粒，必须进一步进行过滤才能为用户所用。英格索兰的压缩空气过滤器采用内进外出的结构，其分为头部（压差指示器）、中部（过滤器）和底部（排水器）三大部分。

（三）系统主要运行参数

惠州 LNG 电厂压缩空气系统主要运行及技术参数如下：

1）压缩空气母管压力为 0.8MPa 左右。

2）机组仪用压缩空气压力为大于 0.45MPa。

3）空气压缩机主机排气温度为 80 ~ 98℃。

4）空气压缩机排气温度与环境温度相差 8 ~ 12℃。

5）一台燃气轮机用气量约为 16Nm^3/min。

6）干燥器前后滤网差压小于 0.05MPa。

四、系统的运行维护

（一）系统的启动

1. 投运前的准备和检查

在机组各系统启动前，压缩空气系统需先投入运行。压缩空气系统投运前，需先确认：压缩空气系统管路已具备启动条件，各阀门状态正确；压缩空气净化装置正常，具备投运条件；空气压缩机正常备用，绝缘合格，具备启动条件；空气压缩机控制系统正常，无异常报警。

2. 空气压缩机系统启动

空气压缩机电源送上后，检查确认空气压缩机启动条件满足，空气压缩机各设备定值已经设定完毕。在 DCS 上或就地启动空气压缩机，检查空气压缩机运行正常。

当杂用贮气罐压力达到 0.1MPa 左右时，关闭杂用贮气罐相关放气阀，打开杂用贮气罐出口阀，向机组杂用空气母管充压。打开一套干燥器进口气动阀，检查确认除油过滤器差压正常，干燥器无泄漏。待干燥器筒体压力达到 0.6MPa 后，启动干燥器，检查再生排气阀动作正常，消声器正常。干燥器正常运行一至两个工作循环周期后，打开干燥器出口阀，检查确认除尘过滤器差压正常。

仪用压缩空气贮罐压力达到 0.1MPa 左右时，关闭空气贮存相关放气阀。检查确认压缩空气各贮气罐压力正常，各表计指示正确。开启仪用压缩空气贮气罐出口阀门向机组仪用空气母管充压。当仪用及杂用压缩空气母管压力达到 0.7MPa 时，向各用户供气。

（二）系统的运行维护

1. 空气压缩机运行监视及维护

空气压缩机进口冷却油温正常，应小于 49℃；空气压缩机出口压缩空气的压力及温度正常，压力为 0.8MPa 左右，机组的排气温度 < 环境温度 + 8℃；空气压缩机进口空滤芯差压正常，无异物堵塞；油气分离器油位正常，应在液位镜的中部以下，工作压力必须在 0.55MPa 以上；水分离器放水电磁阀工作正常，若发现排水量太小或没有冷凝水排放，必须停机检查，若无法自动排水，则应定期手动进行排放；分离器差压达到 0.06MPa 以上（极限是 0.1MPa）或差压开始有下降趋势时，应停机更换分离芯；主机排气温度控制在 80 ~ 98℃，一旦接近或超过 98℃，必须清洗油冷却器，大于 105℃发出主机排气温度高报警，大于 109℃空气压缩机自动停运。

2. 干燥器的运行监视及维护

过滤器自动排污阀正常；除油过滤器、除尘过滤器进出口差压正常，如果压力降超过 0.05MPa，更换滤芯；再生塔回冲压力大于或等于 0.035MPa，更换消声器；检查水分指示器，确认出口空气干燥，蓝色表示干燥，粉红色表示潮湿；干燥塔和再生塔压力正常，干燥塔压力为 0.7MPa 左右，再生塔压力应不大于 0.022MPa；换塔、再生和升压动作正常，标准工作循环周期为 10min。

3. 系统管道及各用户的运行监视及维护

杂用压缩空气贮气罐底部放水电磁阀工作正常，否则定期手动疏水；定期开启空气压缩

机系统电磁疏水阀及管道手动疏水阀对系统进行疏水，发现电磁阀故障及时处理，空气潮湿时应加强疏水。

各管道及阀门正常，无泄漏；空气压缩机出口杂用及仪用压缩空气母管压力正常，压力低于0.63MPa时发出低报警；各用户支管压力正常，支管前后压力差较大，则应进行支管净化装置滤网清洁或更换；当有大流量检修用气时，应加强系统管道压力监视，严格控制压力在正常范围内；确保各机组仪用压缩空气压力正常，压力低于0.45MPa时发出压力低报警。

（三）系统的停运

1. 正常停机

空气压缩机是供应全厂仪表空气和杂用空气的关键设备，必须确认在全厂范围内具备停运空气压缩机的条件后才允许停运。正常运行期间的切换停机，须先启动备用空气压缩机，待其启动带正常负荷后，方可停止原运行空气压缩机，注意切换期间必须保证供气压力正常。

先关闭运行干燥器进口气动阀、出口气动阀；停止干燥器运行，打开干燥器泄压阀，泄压完毕后关闭泄压阀（正常运行中的切换可不泄压）。在DCS上或就地停运空气压缩机，若空气压缩机正在加载运行，则先卸载，维持卸载运行10～30s后停机；若空气压缩机本在卸载运行，则立即停机。关闭停运空气压缩机水分离器放水电磁阀；若停下检修，则拉掉操作电源和动力电源。

2. 紧急停机

若压缩机需紧急停机时，则按红色紧急停机按钮并自动锁定，其余操作同正常停机。非紧急情况下勿使用红色紧急停机按钮停机，带负荷停机有可能损坏压缩机。

排除故障后，将紧急停机按钮顺时针旋转、拨出即可解除锁定。空气压缩机停运20s内不可重新启动（自闭锁）但20s内发出的开机指令将储存在电脑控制器中，20s后自启动。

（四）系统的保护

1. 主要报警

机组仪用压缩空气压力低报警：压力低于0.45MPa时，发出压力低报警。

仪用压缩空气母管压力高报警：压力高于0.78MPa时，发仪用空气母管压力高报警。

仪用压缩空气母管压力低报警：压力低于0.63MPa时，发出压力低报警。

杂用压缩空气母管压力高报警：压力高于0.81MPa时，发杂用空气母管压力高报警。

主机排气温度高：主机排气温度大于105℃时，发出主机温度高警告。

2. 跳机保护

当出现下列情况之一时，运行的空压机跳闸：

1）空气压缩机排气温度高（主机排气温度超过109℃）。

2）卸载油池压力低。

3）传感器故障。

4）主机过载。

5）风扇电动机过载。

6）启动器故障。

7）控制电源失去。

8）远控停机故障。

9）远控启动故障。

10）按下紧急停机按钮。

五、系统运行优化及改造

优化前压缩空气系统运行状态如下：

在没有机组燃气轮机吹扫用气需要时，基本为两台空压机带载运行（有时三台，其中一台多处于卸载状态）。每增加一台机组投入，燃气轮机冷却空气相应增加一台空气压缩机运行，空气干燥器则是四台投入连续运行。

燃气轮机冷却空气取自杂用压缩空气，因此压缩空气运行特点如下：

仪用空气只有在机组变工况时，气动阀门动作才有少量的消耗，系统富余量大，贮气容量大，用量较小；杂用压缩空气用量大，夜间停机后压缩空气用量大。

此运行方式存在的缺陷如下：

（1）干燥器投运过多

在燃气轮机不需要冷却空气时，两台（甚至更多）空气压缩机运行，空气压缩机所产生的压缩空气绝大部分被四台干燥装置排到大气中，造成较大的浪费。四台压缩空气干燥装置投入运行并且频繁再生需要大量的干燥压缩空气（10min 再生一次）在空气压缩机房时刻都能听到泄压冲击声，再生气流声，排气口排出的气体没有明显潮湿的迹象。

（2）干燥器再生流量偏大

再生塔压力偏高，规程规定再生压力应不高于 0.022MPa，而实际压力都在 0.1MPa 以上（#2 干燥器再生压力达 0.2MPa）再生流量应为干燥流量的 14%，实际上可能远大于这个数值。根据厂商提供的资料，再生装置系统设置如图 6-96 右图所示，用再生流量控制阀调节再生塔的压力以控制再生流量。而现场安装情况如图 6-96 左图所示，少了两个再生逆止阀，再生流量控制阀起不到调节流量的作用，再生管道尺寸直接决定了再生流量（设计图与现场安装图的差别，如图 6-96 所示）。

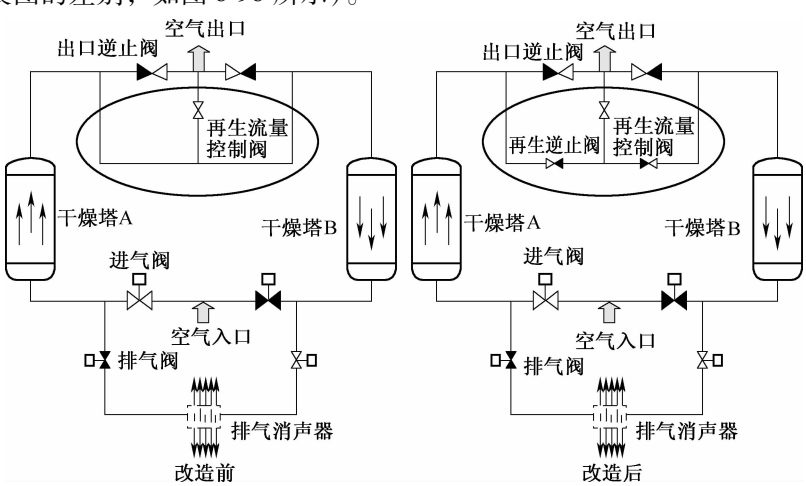


图 6-96　干燥装置改造图

（3）燃气轮机冷却空气量偏大

通过对历史数据分析得知，燃气轮机停机后 16h 内，冷却空气供给期间，透平和压气机上下缸温差分别在 20℃以下和 10℃以下，而这两个温度的允许值分别是 90℃和 65℃，因此认为可以适当减少冷却空气量，在保证设备安全的情况下减少压缩空气用量，降低空气压缩

机的耗电量。

优化措施及效果如下：

1）减少干燥装置投入运行台数。根据实际需求投入两台甚至一台，同时监视仪用空气露点温度。

2）进行简单的系统改造，在干燥器再生回路加装两个止回阀，通过流量控制阀调节再生塔的压力，以控制合适的再生流量。

3）通过试验适当减少燃气轮机冷却空气量。

根据试验及实践，适当调小燃气轮机冷却空气截止阀开度，停运两台干燥器，维持另两台连续运行，在相同工况下空气压缩机运行数量较原来平均减少了 0.8 ~ 1.4 台，减小了厂用电 100 ~ 180kW。

六、系统典型异常及处理

1. 系统泄漏

（1）现象

压缩空气压力持续降低；漏气处有明显漏气声音；发出压缩空气压力低报警。

（2）可能原因

管道老化产生裂纹；管道连接法兰松动。

（3）处理方法

查找并确认泄漏点，漏点能隔离的尽快隔离，并通知相关检修人员到场处理；若漏点无法隔离，在不影响机组运行的前提下，尽量维持压缩空气压力；可切除或关小一些压缩空气系统的次要负荷以维持压力；若影响到机组安全运行，先试堵漏，若无法堵漏则申请停机抢修。

2. 空气压缩机启动故障

（1）现象

空气压缩机启动失败；DCS 上发出报警；空气压缩机就地控制屏发出报警。

（2）可能原因

电源故障；控制电源故障；空气压缩机本体故障。

（3）处理方法

无 110/120V 控制电压，检查熔丝，变压器和导线接头；启动器故障，检查接触器；紧急停机按钮按下，将紧急停机按钮旋到断开位置，连续按 RESET 按钮两次；电动机或风扇电动机过载，手动复位电动机或风扇电动机过载继电器，连续按 RESET 按钮两次；传感器故障，检查传感器，传感器接头和导线；控制系统无 24V 控制电压，检查熔丝；显示板和电源通指示灯不亮，检查接线，确认 24V 电压在（ ±15% ）范围内。

3. 系统压力低

（1）现象

系统压力偏低且有降低趋势；DCS 发出系统压力低报警。

（2）可能原因

空气压缩机控制故障；滤网堵塞；管路漏气；管道阀门被误关。

（3）处理方法

空气压缩机在卸载模式中运行，按 LOAD 按钮；控制器起跳压力设定过低，按 STOP 按钮，提高起跳压力设定点；空滤芯脏，检查空滤器，必要时更换；漏气，检查空气管路；气

水分离器自动排水阀打开后卡死，检查维修自动排水阀；进气阀未开足，检查控制系统，检查维修进气阀；系统用气需求超过空气压缩机能力，投入备用空气压缩机。

4. 机组排气温度高

（1）现象

排气温度高报警；就地控制屏及就地表计显示排气温度高。

（2）可能原因

空气压缩机本体异常；空气压缩机过负荷；测量点故障。

（3）处理方法

机组冷却剂液位太低（应该从油窥镜中能看到，但不要超过 1/2），必要时加油；油冷却器脏，检查，清洗；油过滤器滤芯堵塞，更换过滤芯；温控阀故障（元件坏），检查、更换；断油电磁阀未得电或线圈损坏，检查电源，如线圈损坏应更换；断油电磁阀膜片破裂或老化，检查、更换膜片；风扇电动机故障，检查维修风扇；冷却风扇损坏，检查、更换；排风管道不通畅或排风阻力（背压）大，检查是否阻塞，及时清理；环境温度超过所规定的范围（上限 46℃）；温度传感器故障，检查、更换；过负荷，投入备用空气压缩机。

第十九节　辅助蒸汽系统

一、系统概述

辅助蒸汽系统指机组和全厂的公用蒸汽系统，它接收本机组或其他机组的蒸汽，用来满足公用蒸汽用户和机组辅助蒸汽用户的用蒸汽需求。

辅助蒸汽系统一般可分为全厂辅助蒸汽系统和机组辅助蒸汽系统。对有多套燃气-蒸汽联合循环机组的电厂来说，全厂辅助蒸汽系统主要为公共蒸汽用户（如对外供热抽汽等）和各机组提供辅助蒸汽；机组辅助蒸汽主要用于本机组的轴封蒸汽、蒸汽轮机低压缸冷却蒸汽和启动除氧器加热蒸汽等。

厂用辅助蒸汽可由启动锅炉、已启动机组或专门的供热管道供给。为了满足燃气-蒸汽联合循环电厂首台机组首次启动或全厂长时间停机后的启动所需的辅助蒸汽，必须布置启动锅炉或者专门的供热蒸汽来作为外来蒸汽源。另外，机组停机后保持真空状态时，也需要外来辅助蒸汽提供轴封用蒸汽。

在无外来蒸汽汽源的情况下，首台机组启动时和停机后维持真空时，需要的辅助蒸汽由启动锅炉供给。机组正常运行后辅助蒸汽由运行的机组提供，启动锅炉停运备用。

二、系统流程

电厂辅助蒸汽系统图如图 6-97 所示。该系统由启动锅炉供过来的辅助蒸汽，经过厂用辅助蒸汽母管电动阀后，进入厂用辅助蒸汽母管，各机组辅助蒸汽母管通过联络阀与厂用辅助蒸汽母管相连。机组启动初期，由启动锅炉提供的辅助蒸汽通过机组联络阀进入机组辅助蒸汽母管，再供至轴封蒸汽、蒸汽轮机低压缸冷却蒸汽和启动除氧器加热蒸汽。当有机组正常运行后，关闭厂用辅助蒸汽母管电动阀，用机组自身冷再蒸汽供辅助蒸汽，并通过联络阀给厂用辅助蒸汽母管提供辅助蒸汽，满足其他机组启动时对辅助蒸汽的需求。

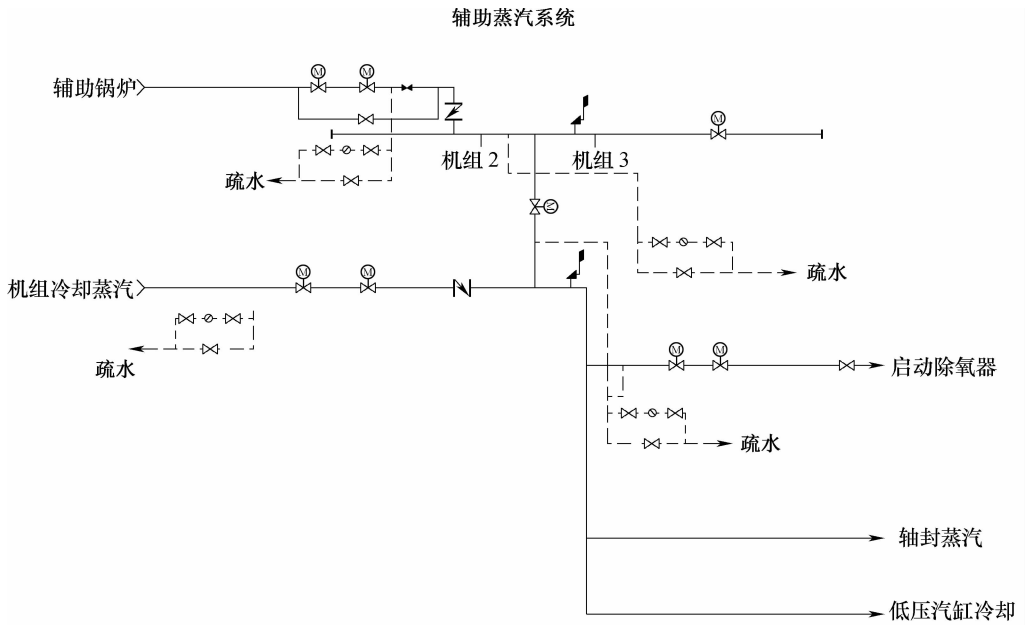


图 6-97　辅助蒸汽系统图

三、主要设备及技术参数

辅助蒸汽系统主要包括以下设备：启动锅炉、直供管压力调整阀、厂用辅助蒸汽母管电动阀、冷再供机组辅助蒸汽电动调节阀、厂用辅助蒸汽母管与机组辅助蒸汽母管联络电动阀、低压缸冷却蒸汽调节阀、轴封蒸汽调节阀、低压缸冷却蒸汽喷水减温阀，以及各种安全阀、疏水阀。

（一）启动锅炉

对于设计为两班制运行的燃气轮机机组，每天需要启停操作。由于燃气-蒸汽联合循环机组的启动特性，机组初次启动时必须依靠外来辅助蒸汽，主要用于蒸汽轮机主轴轴封和蒸汽轮机末级叶片冷却；机组停机后保持真空状态时，也需要外来辅助蒸汽提供轴封用蒸汽。所以，对于无外来蒸汽源的燃气轮机电厂来说，就必须设置启动锅炉，以保证燃气-蒸汽联合循环机组启停所需蒸汽。

惠州 LNG 电厂选用的启动锅炉为 LOOS 双炉胆火管式蒸汽锅炉。根据设计要求，启动锅炉运行在 25% ~100% 额定负荷下，过热蒸汽温度达到 310℃，蒸汽压力达到 1.0MPa，额定蒸发量为 55t/h。

1. 启动锅炉本体结构

惠州 LNG 电厂 LOOS 锅炉采用的是三回程双炉胆蒸汽锅炉，偏心燃烧器设计及分布，如图 6-98、图 6-99 所示。燃烧器（第一回程）以第一时间从高温火区吸取最大热量，

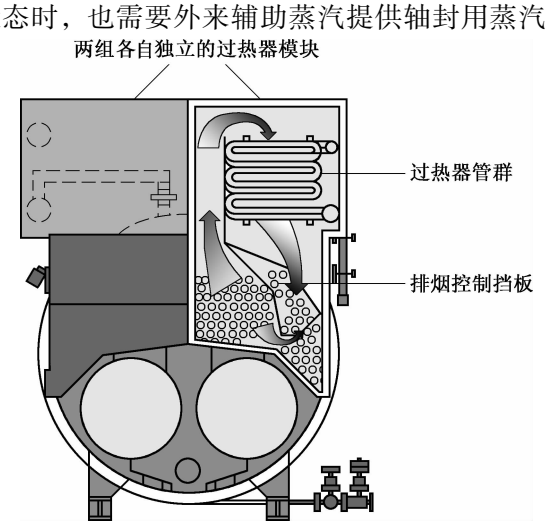


图 6-98　启动锅炉结构示意图 1

开炉时能迅速产生饱和蒸汽及在大量耗用蒸汽后迅速复原增压。第一回程在炉的底部，即水温最低处，故能保持火区与水区间较大的温差，从而增加热传导的效率。

锅炉将蒸汽过热器布置于锅炉的第二回程处，即将锅炉产生的饱和蒸汽，引入过热器与第二回程的高温烟气进行热交换，有效地将饱和蒸汽的温度提高，达到过热蒸汽的温度要求。并且，在过热器的内部，锅炉第二回程侧，安装了自动排烟挡板，主要目的是为了有效控制过热蒸汽的温度，通过控制进入过热器的烟气量，来控制辅助蒸汽的温度在需要的范围内。

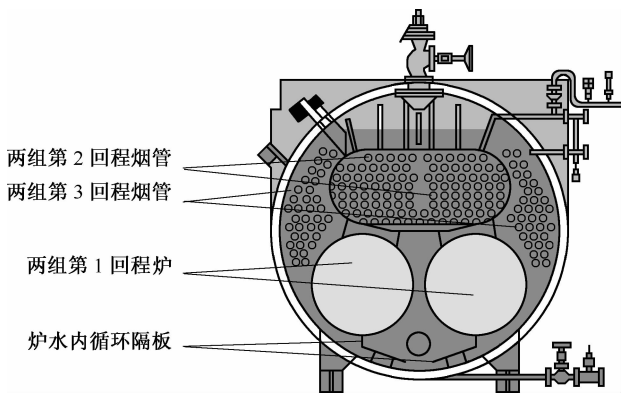


图 6-99　启动锅炉结构示意图 2

锅炉配置两组相互独立的燃烧系统，每组燃烧系统的功率为 28t/h，在 2.8 ~ 28t/h 负荷范围内自动比例调节：

小负荷工况下，单组燃烧系统运行，实现锅炉额定负荷 10% ~ 50% 负荷范围的自动比例调节，保证过热蒸汽满足设计参数；大负荷工况下，两组燃烧器系统同时投入运行，实现锅炉额定负荷 20% ~ 100% 范围的自动比例调节。

锅炉的控制系统 LBC（LOOS Boiler Control）对启动锅炉整体控制，即将锅的压力控制、过热蒸汽温度控制、锅炉液位控制、表面排放控制、底部排污控制、安全联锁控制等全部由 LBC 进行整体控制。

2. *启动锅炉系统*

启动锅炉系统除了启动锅炉本体以外，还包括除氧器、给水泵、天然气调压阀、过热蒸汽出口阀、排污扩容器等主要设备。系统流程示意图如图 6-100 所示。系统流程：由调压站天然气管道引来的燃料，经过压力调整后进入启动锅炉燃烧器，加热经过热力除氧后的除盐水，生成一定压力、一定温度的过热蒸汽，送至全厂辅助蒸汽母管。

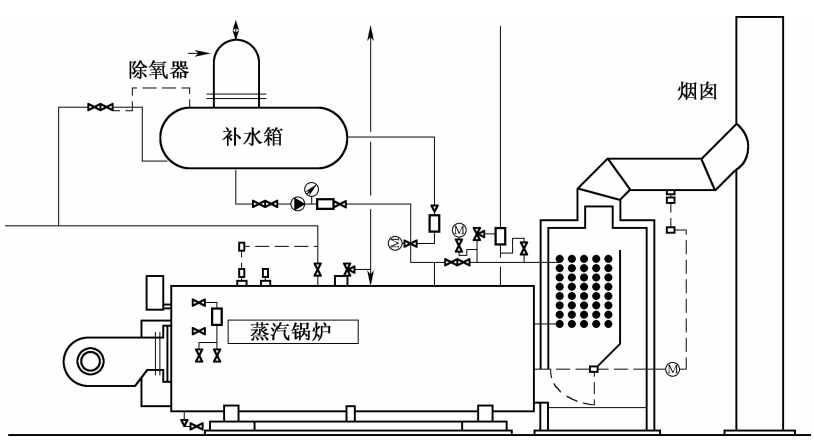


图 6-100　启动锅炉系统流程示意图

（二）直供管压力调整阀

由供热管道供过来的辅助蒸汽，经过直供管压力调整阀调整压力后，可作为启动锅炉的备用气源，供给全厂辅助蒸汽母管。

直供管压力调整阀为弹簧式的减压阀，将直供管内的蒸汽压力（2.0MPa）减压至全厂辅助蒸汽母管正常工作压力。

（三）运行及技术参数

辅助蒸汽系统的主要运行及主要用户需求参数如下：

1）辅助蒸汽母管正常运行压力为1.0MPa，温度约为300℃。

2）启动锅炉供辅助蒸汽压力为1.0MPa，温度为200～300℃（根据锅炉负荷变化）。

3）蒸汽轮机轴封的辅助蒸汽要求是，蒸汽温度＞180℃，蒸汽压力＞0.8MPa，最大蒸汽量约为10.0t/h。

4）蒸汽轮机低压缸冷却的辅助蒸汽要求是，蒸汽温度为160℃；蒸汽压力为0.25MPa，最大蒸汽量为20t/h。

四、系统的运行维护

（一）辅助蒸汽系统运行说明

辅助蒸汽系统投运，一般先投厂用辅助蒸汽母管，视需要再投机组辅助蒸汽母管。辅助蒸汽系统停运，一般先停机组辅助蒸汽母管，视需要再停厂用辅助蒸汽母管。

机组启动或低负荷时，由启动锅炉供辅助蒸汽至厂用辅助蒸汽母管及机组辅助蒸汽母管。机组负荷升高后，由机组的冷再热蒸汽供至机组辅助蒸汽母管并倒供至厂用辅助蒸汽母管。

机组启动过程转速达2000r/min后，由机组辅助蒸汽母管供辅助蒸汽至低压缸冷却蒸汽；高、中压缸进汽且中压进汽压力大于0.38MPa后，低压缸冷却蒸汽关闭。

机组启动或低负荷时，由机组辅助蒸汽母管供辅助蒸汽至机组轴封用汽，机组带高负荷时，高压轴封漏汽与机组辅助蒸汽共同供低压缸轴封用汽。

（二）启动锅炉的运行维护

1. 启动锅炉的投运

启动锅炉可由DCS和就地启动，启动前需要检查确认就地控制电脑显示正常，各参数设置在正常范围内；就地LBC控制界面上无异常报警，各阀门、开关均在设定位置。然后，根据需要在DCS上（或就地LBC控制界面上）启动一台或者两台燃烧器，检查确认启动锅炉按以下过程启动：

1）风机自动启动，风机出口门全开后开始炉膛吹扫，35s后吹扫结束，风机出口门关至最小开始点火。

2）火焰探测器探测到火焰则启动成功，否则启动失败，系统产生报警并自动停运。

3）点火成功后燃烧器先以小火燃烧3min，然后根据炉内压力自动调整燃烧负荷，确认就地LBC上负荷控制在“AUTO”位置，燃烧器根据压力情况自动加减载荷。

4）确认过热器出口蒸汽温度达到温度设定值后所点燃烧器侧的主蒸汽阀打开。

5）确认锅炉压力达到排烟挡板压力设定值后，排烟挡板开始根据过热蒸汽温度自动调节。

2. 投运注意事项

启动锅炉供应蒸汽量仅能满足惠州 LNG 电厂两台联合循环机组同时启动时的供汽量，为保证启动过程中机组运行的安全、可靠性，应尽量避免两台机组同时启动。在投运过程中，应注意以下几点：

1）若发生天然气泄漏情况时，锅炉会自动强制中断燃烧，此时系统会发生报警，需将故障排除后，锅炉才能解除安全锁定重新启动。

2）当点火失效时，系统也会发生报警。此时，先检查并排除故障后，需要将燃烧控制开关切换至复归位置且故障指示复位后才能重新启动。

3）锅炉于长期停机状态且已冷却至环境温度时，重新运转启动，需先让启动锅炉以小火模式加热 10 ~ 15min 直到锅炉暖机均匀后，才能把负荷控制投入自动模式。

4）对于锅炉系统的给水和蒸汽管道，需根据实际情况要进行手动疏水和排气。

3. 启动锅炉的停运

确认启动锅炉具备停运条件后，根据启动方式在 DCS 上（或就地 LBC 控制界面上）停运启动锅炉。确认启动锅炉自动停运后，及时关闭所投运燃烧器对应侧的主蒸汽电动门。如需长期停运启动锅炉，需关闭启动锅炉 A、B 侧燃料供给手动阀，并对锅炉进行放水泄压后关闭省煤器进口阀。

4. 停运注意事项

停运启动锅炉前，需确认辅助蒸汽用户已经切换或者停运，启动锅炉不必处于备用状态，停机过程中需确认无异常声响及报警。

锅炉需要长期停机冷却时，应先将运转控制切换至小火缓缓降温，使锅炉炉体温度均匀且缓和下降。

在潜在危险情况下，应立即启动紧急制动开关或者控制面板上主开关，关闭燃烧机，停止系统运行。

（三）辅助蒸汽系统投运操作

按照辅助蒸汽系统的运行说明，辅助蒸汽系统的投运，先投厂用辅助蒸汽母管，再投机组辅助蒸汽母管，其操作及注意事项如下。

（1）厂用辅助蒸汽母管投运前的检查与准备

1）检查确认厂用辅助蒸汽系统各表计投入在线，显示正常。

2）检查确认厂用辅助蒸汽系统各电动阀电源已送上，阀门动作正常，各电动隔离阀前后手动阀已打开，各自动疏水器前后手动阀打开，旁路阀关闭。

3）检查确认启动锅炉具备启动条件。

（2）厂用辅助蒸汽母管投运

投运启动锅炉，待启动锅炉运行正常、开始对外供汽后，对厂用辅助蒸汽母管供汽电动隔离阀前管道暖管（如使用供热直供管时，微开厂用辅助蒸汽直供管末端手动阀对厂用辅助蒸汽母管供汽电动隔离阀前管道暖管，暖管结束后全开）。暖管时可适当开启各疏水器旁路阀加快暖管速度。厂用辅助蒸汽母管供汽电动隔离阀前管道暖管结束后，投运厂用辅助蒸汽步骤如下：

1）打开厂用辅助蒸汽母管供汽电动隔离阀，微开电动调节阀向厂用辅助蒸汽母管供汽。

2）厂用辅助蒸汽母管暖管（暖管时可适当开启各疏水器旁路阀加快暖管速度）。

3）当厂用辅助蒸汽母管压力升至 1.0MPa 后，将厂用辅助蒸汽母管电动调节阀全开，

确认厂用辅助蒸汽母管蒸汽温度升至180℃以上。

（3）机组辅助蒸汽母管投运前的检查与准备

1）检查确认机组辅助蒸汽系统各表计投入在线，显示正常。

2）检查确认机组辅助蒸汽系统各电动阀电源已送上，阀门动作正常，各电动隔离阀前后手动阀已打开。

3）检查确认各自动疏水器前后手动阀打开，旁路阀关闭。

另外，还需检查确认循环水系统、凝结水系统和厂用辅助蒸汽母管已投运且运行正常。

（4）机组辅助蒸汽母管投运

先打开系统各疏水阀的一、二次阀，再微开厂用辅助蒸汽母管与机组辅助蒸汽母管联络阀，对机组辅助蒸汽母管暖管（如有必要可适当开启各疏水器旁路阀加快暖管速度）。待机组辅助蒸汽母管压力达到1.0MPa后，全开厂用辅助蒸汽母管与机组辅助蒸汽母管联络阀；待机组辅助蒸汽母管内蒸汽温度升至180℃后，关闭系统各疏水阀。

（四）机组辅助蒸汽系统的切换操作

机组启动或低负荷时，由启动锅炉供辅助蒸汽至厂用辅助蒸汽母管及机组辅助蒸汽母管。机组负荷升高后，由机组的冷再热蒸汽供至机组辅助蒸汽母管，并倒供至厂用辅助蒸汽母管。

当机组的冷再热蒸汽满足机组辅助蒸汽供应要求时，应将机组辅助蒸汽切换至冷再热蒸汽供应。停机时，也应及时把机组辅助蒸汽由冷再热蒸汽切换至启动锅炉供应。

机组辅助蒸汽的切换操作注意事项及操作方法如下：

（1）机组辅助蒸汽切换操作注意事项

1）机组启动过程中加强对冷再至机组辅助蒸汽管道的疏水，保证冷再供辅助蒸汽充分暖管。

2）由于启动锅炉供汽温度较机组冷再蒸汽温度低，因此在切换过程中，应尽可能提高启动锅炉供汽温度，并缓慢操作，以防止蒸汽轮机高压缸末级金属温度与高压轴封蒸汽温度相差太大。

3）辅助蒸汽切换应该缓慢平稳进行，防止管道金属温度及蒸汽温度变化过快。

（2）机组辅助蒸汽由厂用辅助蒸汽切换至由机组冷再供应

当机组的冷再蒸汽满足机组辅助蒸汽供应要求时，应将机组辅助蒸汽切换至冷再蒸汽供应。正常来说，当冷再蒸汽压力超过1.6MPa且温度达300℃时，即可切换。但为安全考虑，可待蒸汽轮机进汽稳定后进行切换。切换操作如下：

1）开启冷再至机组辅助蒸汽母管电动隔离阀，将电动调节阀投入自动。

2）缓慢关闭厂用辅助蒸汽母管供汽电动调节阀，严密监视机组辅助蒸汽母管压力，防止辅助蒸汽母管压力大幅波动。

3）确认机组辅助蒸汽母管压力、温度正常。

4）视情况关闭厂用辅助蒸汽母管供汽电动隔离阀，停止启动锅炉运行。

（3）机组辅助蒸汽由冷再供切换至厂用辅助蒸汽母管供

停机时，应及时把机组辅助蒸汽由冷再蒸汽切换至厂用辅助蒸汽，以防止轴封断汽。切换操作一般在停机准备期间完成，切换操作如下：

1）确认厂用辅助蒸汽供汽条件满足。如无其他机组提供厂用辅助蒸汽，需投运启动锅炉先恢复厂用辅助蒸汽，并打开厂用辅助蒸汽母管供汽电动截止阀，将供汽电动调节阀投入

自动。

2）缓慢关闭冷再供辅助蒸汽电动调节阀，严密监视机组辅助蒸汽母管压力，防止压力大幅波动。

3）确认机组辅助蒸汽母管压力、温度正常。

（五）系统的运行监视

正常情况下，要求运行机组的厂用辅助蒸汽母管与机组辅助蒸汽母管联络阀保持全开，以保证厂用辅助蒸汽母管的连续运行。同时在机组启动过程中，当机组低压缸冷却蒸汽停止供应时，应加强对辅助蒸汽母管压力的监视，必要时手动干预调节，避免辅助蒸汽母管压力波动大引起辅助蒸汽母管安全门动作。

正常运行中，主要监视及注意以下两点：

1）厂用辅助蒸汽母管和机组辅助蒸汽母管压力、温度正常。

2）辅助蒸汽系统各疏水器工作正常，系统无泄漏。

（六）辅助蒸汽系统的停运

辅助蒸汽系统停运，一般先停运机组辅助蒸汽母管，再停厂用辅助蒸汽母管。特殊情况下，也可通过关闭厂用辅助蒸汽母管与机组辅助蒸汽母管联络电动阀来停运厂用辅助蒸汽母管，而保持机组辅助蒸汽母管在运行状态。

（1）机组辅助蒸汽母管的停运

1）确认机组辅助蒸汽系统所有用户已停运。

2）关闭冷再至机组辅助蒸汽母管电动调节阀和厂用辅助蒸汽母管与机组辅助蒸汽母管联络阀。

3）根据需要切断电动阀电源，对系统作必要的隔离。

（2）厂用辅助蒸汽母管的停运

1）确认机组辅助蒸汽母管已全部停运。

2）关闭厂用辅助蒸汽母管与机组辅助蒸汽母管联络阀。

3）关闭厂用辅助蒸汽母管供汽电动调节阀和电动隔离阀。

4）开启各疏水器旁路阀、排空阀泄压。

五、系统内的改造和优化

（一）启动锅炉

本系统辅助蒸汽的一个重要来源是启动锅炉，而惠州 LNG 电厂采用的启动锅炉——LOOS 锅炉，是首台在亚洲应用出力最大的锅炉。此种锅炉最初是用在各种工厂和酒店，用来提供稳定的热源，这是首次应用于燃气-蒸汽联合循环电厂。由于各方面的原因，特别是对电厂实际应用经验的不足，从锅炉点火调试到正式运行，为适应燃气轮机调峰电厂运行的特点以及启动锅炉的运行特点，对启动系统进行了一些改进，主要有以下几个方面。

1. 除氧器补水系统改造

最初除氧器补水控制设置为两个电磁阀控制，低于正常水位后一个电磁阀打开补水，当水位低低后再打开另外一个电磁阀补水，每个电磁阀控制流量约 50t/h。正常情况下这种设计能满足锅炉运行需要，但是由于锅炉的启停频繁，电磁阀长期频繁吸合后容易损坏，造成补水不畅。惠州 LNG 电厂曾出现由于启动锅炉补水电磁阀损坏，除氧器无法补水而导致启动锅炉跳闸的事件，严重影响机组的运行安全。考虑到启动锅炉运行的安全性以及紧急情况

下的应变性，把原先的两路电磁阀改成了电动阀；并将除氧器水位控制部分从就地 PLC 改到了公用 DCS 系统进行控制，将除氧器液位、除氧器压力两个信号由原来的通信方式改为直接由就地变送器送至 DCS 的方式。这样在实现除氧器水位自动控制的同时，也能在 DCS 上对补水电动阀进行监控和手动操作。同时，还增加了另外一路补水，分主旁路控制：主路用于水位低低后的紧急补水，由电磁阀控制；旁路为手动门，用于电磁阀故障时的手动补水，这样进一步确保系统的安全。

2. 过热蒸汽温度控制

为适应燃气轮机及其联合循环机组快速启动的特点，启动锅炉也应该具备快速启动的功能。锅炉的升温、升压全靠燃烧器负荷的控制。锅炉在升温、升压时，燃烧器一般都是满负荷运行。在锅炉升温、升压过程中，当主蒸汽门打开后控制过热器温度的烟气挡板开始调节过热器的温度。但由于此时蒸汽用量很少甚至几乎没有流通，在蒸汽流量小的前提下烟气挡板只要有微小开度都容易导致过热器超温，从而导致启动锅炉燃烧机跳闸。为了让锅炉安全运行，对比了几种方案后，最终改造为烟气挡板只有达到锅炉设置的压力值后才开始调节过热器的温度的方案。锅炉的压力达到设定值时，蒸汽流量一般已经加大，在蒸汽流量大的前提下，有效防止了过热器超温而导致锅炉燃烧机跳闸。

3. 主蒸汽门控制方式的修改

从设计的角度来说，当设备出现异常情况时，首要是要保护自身的安全。启动锅炉当发生各种异常情况下跳闸时，为保护锅炉本体的安全主蒸汽门会自动关闭，但这样一来会导致辅助蒸汽的突然切断，会使轴封蒸汽失去，将给蒸汽轮机带来很大的危害。考虑到机组的安全性，从保护主要设备的角度出发，把启动锅炉主蒸汽门控制方式修改为只能由 DCS 操作关，以确保在特殊情况下也能给机组提供辅助蒸汽。

4. 燃烧器小火运行时间问题

燃烧器设置的小火运行时间为 3min（没有区分锅炉的冷态、温态和热态三种情况），然后转成大火运行，在这种运行模式下燃烧器锅炉容易造成以下问题：

1）锅炉本体升温太快，造成锅炉本体各部件受热不均。例如，过热器炉门变形后造成烟气泄漏，过热器烟气档板传动轴变形严重。

2）当一个燃烧器在此种模式下运行后，另一个燃烧器产生大量的冷凝水，造成了锅炉火管腐蚀等。

为了避免这种情况，计划对启动锅炉的运行方式进行更改：燃烧器小火运行的时间延长到 8～10min（可以根据实际情况设置），但是此种模式给机组运行造成一定影响。当机组需要辅助蒸汽时，而启动锅炉要比以前更长的时间才能供出合格的辅助蒸汽。

（二）增加辅助蒸汽系统备用汽源

惠州 LNG 电厂机组运行方式为调峰运行，启停频繁。启动时的辅助蒸汽由启动锅炉提供，导致启动锅炉启动频繁。当启动锅炉故障或需要定期检修时，将会对机组启停造成很大的影响。如果机组全停后首台机组的启动过程中，启动锅炉发生故障，将直接影响全厂机组的启动。辅助蒸汽系统为机组启动的先决条件，考虑到系统的重要性，加上惠州 LNG 电厂有对外供热用的供热炉，于是从供热炉接入一条供热管道到全厂辅助蒸汽系统。由供热管道供过来的辅助蒸汽，经过直供管压力调整阀调整压力后，作为启动锅炉的备用气源，供给全厂辅助蒸汽母管。在启动锅炉故障或者检修期间，可通过直供管提供的辅助蒸汽，满足机组启动的需求。

六、系统典型异常及处理

1. 机组/厂用辅助蒸汽压力异常

（1）可能原因

冷再供辅助蒸汽调节阀或厂用辅助蒸汽母管调阀故障；启动锅炉运行异常或故障；机组辅助蒸汽母管或厂用辅助蒸汽母管泄漏等。

（2）处理方法

就地调整冷再供辅助蒸汽调节阀或厂用辅助蒸汽母管调阀的开度，恢复启动锅炉正常运行，或者投入备用汽源，维持机组/厂用辅助蒸汽母管压力 1.0MPa，并通知检修处理；如发生泄漏，设法堵漏，否则安排停机处理。

2. 机组/厂用辅助蒸汽温度低

（1）可能原因

投入备用辅助蒸汽源时，疏水不充分；启动锅炉运行异常等导致备用辅助蒸汽源温度不够高等。

（2）处理方法

将备用辅助蒸汽源进行充分疏水，待备用辅助蒸汽源温度达到规定参数后再投入；检查恢复启动锅炉正常运行。

第二十节　闭式冷却水系统

一、系统概述

闭式冷却水系统的作用是向各台机组的辅助设备提供必需的冷却水，系统工质为除盐水，除盐水在整个系统内闭式运行，用开式循环水（海水）进行换热冷却，开式循环水由循环水系统供应。

M701F3 型联合循环机组的闭式冷却水主要用户有：润滑油冷却器、真空泵冷却器、密封油冷却器、密封油真空泵冷却水、发电机氢气冷却器、发电机氢气干燥器冷却器、凝结水泵电动机冷却器、凝结水泵电动机轴承冷却水、给水泵冷却水、给水再循环泵冷却水、汽水取样冷却器、控制油冷却器。

二、系统流程

闭式冷却水泵进口母管内的闭式冷却水经过闭式冷却水泵升压后，进入水水交换器，在水水交换器内与循环水进行换热降温；冷却后的闭式冷却水经过机组闭式冷却水进口阀门进入机组闭式冷却水进水母管；然后进入各辅机设备的冷却器，冷却设备后的闭式冷却水汇集至机组闭式冷却水回水母管，最后汇集到闭冷水泵进口母管，如图 6-101 所示。

三、主要设备及技术参数

闭式冷却水系统主要由 4 台闭式冷却水泵、4 台水水热交换器、膨胀水箱、各用户冷却器，以及系统管道阀门等组成。

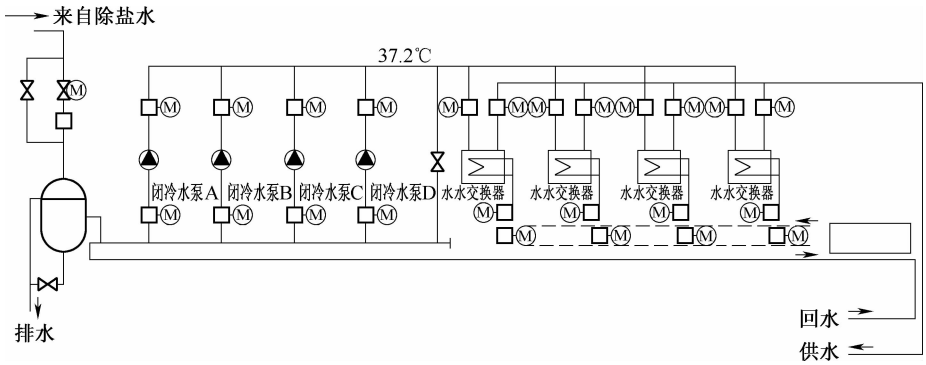


图 6-101　闭式冷却水流程示意图

（一）闭式冷却水泵

闭式冷却水泵为中开式单级双吸离心泵，其工作原理是利用叶轮旋转而使水产生的离心力来工作的。当叶轮高速旋转时，叶轮带动叶片间的液体旋转，液体从叶轮中心被甩向叶轮外缘，动能也随之增加。当液体进入蜗壳形流道后，随着流道扩大，液体流速降低，压力增大，水的动能转化为压力势能。与此同时，叶轮中心处由于液体被甩出而形成一定的真空，吸入管路的液体在压力差作用下进入泵内。叶轮不停旋转，液体也连续不断的被吸入和压出。闭式冷却水泵结构如图 6-102 所示。

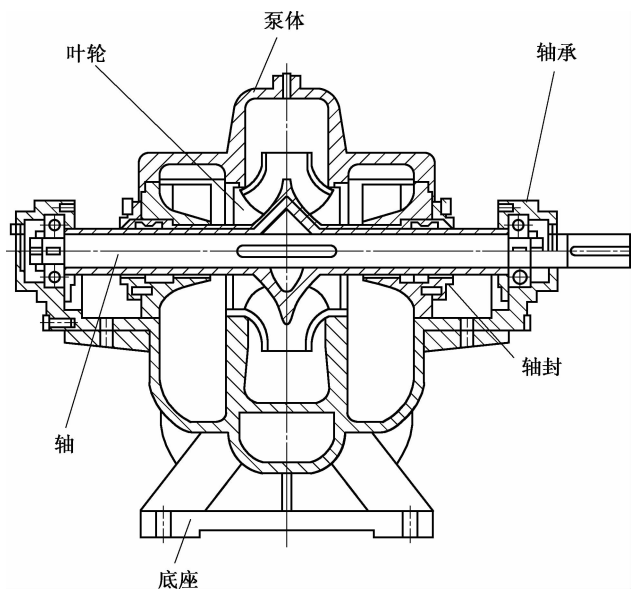


图 6-102　闭式冷却水泵结构

闭冷泵设计流量为 1512m^3/h，设计扬程为 40mH_2O；电动机额定电压为 AC 380V，额定电流为 360A。

（二）水-水热交换器

水-水热交换器为折流杆式换热器，利用开式循环水来冷却吸热后温度上升的闭式冷却水，以控制闭式冷却水供水温度，如图 6-103 所示。水-水交换器壳侧介质为闭式冷却水（除盐水）管侧介质为循环水（海水）。为防止水质较差的循环水渗漏进水质较好的闭式冷却水，运行时应保持闭式冷却水压力大于循环水压力。

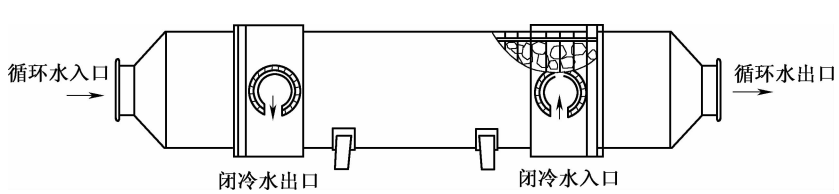


图 6-103　水-水交换器结构

折流杆换热器是管壳式换热器的一种，其壳体内的折流元件由一系列细小的折流杆组成，折流杆相互平行并以一定的间距焊在圆环上形成折流圈，多个折流圈按一定的排列分别焊接于拉杆上形成的折流杆网络，如图 6-104 所示。通常相邻两个折流圈的折流杆方向是互相垂直的，既对换热管起到了支承作用，又对流体有扰动作用，以此达到强化传热的目的。

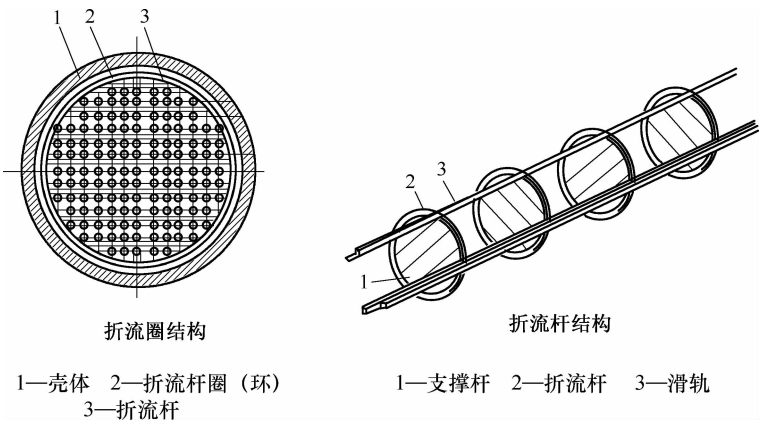


图 6-104　水-水交换器内部结构

折流杆换热器相比折流板换热器，改变折流板换热器壳程的横向流动为平行于管子的轴向流动，具有以下优点：

1）有效改善了折流板换热器中的流体诱导振动问题。

2）壳侧流体以轴向流动为主，降低了壳侧压力降。

3）在换热器内不存在严重的滞流区域，效益高、不易结垢。

4）具有更高的壳程单位压力降与总传热系数的传热特性比。

水-水交换器闭式冷却水侧设计压力为 1.0MPa，设计流量为 1200t/h，设计工况下的进出口温度分别为 46℃和 36℃；海水侧设计压力为 0.6MPa，设计流量为 2000t/h，设计工况下的进出口温度分别为 33℃和 39.2℃。

（三）膨胀水箱

系统设置一个由除盐水泵补充除盐水的膨胀水箱，膨胀水箱经由管道与闭冷泵进口母管相连，保证系统水量充足且可吸收系统热胀冷缩引起的水位变化。膨胀水箱设有自动补水管道、水位计、溢流管道等。

（四）其他设备

系统相关用户各自设置有与之匹配的冷却器。另外，闭冷泵出口母管上设有氨和联氨加药点，水水交换器出口母管和机组闭冷水回水管上设有取样点，通过取样和加药来监视和控制闭式冷却水水质。

（五）运行及技术参数

系统正常运行时主要参数及限额如下：

1）膨胀水箱正常水位为 3000mm，低于 2400mm 报警并自动补水。

2）闭式冷却水供水温度为 30～35℃，高于 36℃发出高报警。

3）闭式冷却水供水母管压力为 0.27MPa，高于 0.3MPa 发出高报警，低于 0.24MPa 发出低报警。

4）机组闭冷水母管压力为0.25MPa，低于0.22MPa发出低报警。

四、系统的运行维护

闭式冷却水系统是保障电厂安全运行十分重要的公用系统，闭式冷却水系统一般不会停运，因机组检修等情况需要时可隔离单台机组的闭式冷却水系统。正常运行中，根据机组实际运行需要确定闭式冷却水泵的运行台数和水-水交换器投运组数。

（一）闭式冷却水系统的投运

在实际运行中，闭式冷却水系统通常与某台机组闭式冷却水母管和部分用户一同投运。在投运前，应通知化学运行人员做好系统启动准备，并对系统进行全面检查。具体操作步骤如下：

1）开启待启动闭式冷却水泵进口阀、待投运水-水交换器闭式冷却水侧进出口阀和待投运机组闭式冷却水母管的进出口阀。

2）通过膨胀水箱向闭式冷却水系统注水。

3）系统注水排空结束后，检查系统管道无漏水现象。

4）启动闭式冷却水泵，并检查闭式冷却水泵运行正常。

5）投运水-水交换器海水侧。

6）根据需要投运相关闭式冷却水用户。

7）根据系统需要启动多台闭式冷却水泵，投运多组水-水交换器。

系统投运注意事项如下：

1）因膨胀水箱至闭式冷却水泵进口母管补水管径较小，系统补水速率有限。因此，投运闭式冷却水用户时，相应冷却器的注水排空应尽量缓慢。

2）如果仅启动闭式冷却水泵运行时，可通过开启闭式冷却水泵再循环阀以维持闭式冷却水泵最小流量，在机组闭式冷却水投运后再关闭该阀。

（二）闭式冷却水系统的运行监视

闭式冷却水正常运行中需重点监视及定期检查以下方面：

1）检查膨胀水箱水位不低，能自动补水但不频繁补水。

2）检查闭式冷却水泵无异响、异味，振动正常，盘根密封、轴承温度、电动机温度、电动机电流等均正常。

3）检查闭式冷却水泵进口滤网差压、各压力指示正常。

4）检查水-水交换器进、出口水温正常。

5）检查闭式冷却水系统无泄漏。

6）每周应开启发电机氢冷却器排空阀对闭式冷却水系统排空气。

（三）闭式冷却水系统的停运

通常单台机组闭式冷却水系统的停运是通过关闭机组闭式冷却水母管进出口阀进行隔离的。只有在机组全部停运且有检修需要时，闭式冷却水系统才会全部停运。

闭式冷却水泵全停前，应确认所有闭式冷却水用户已满足停运条件，并维持至少一台机组的闭式冷却水母管进出口阀在开启状态，或提前开启闭式冷却水泵再循环阀。具体操作步骤如下：

1）退出闭式冷却水备用泵自动备用。

2）关闭水-水交换器海水侧进出口阀。

3）停运闭式冷却水泵。

4）关闭水-水交换器闭式冷却水侧进出口阀、机组闭式冷却水母管进出口阀。

5）关闭膨胀水箱补水阀。

6）根据需要开启排空阀、疏水阀对系统进行放水。

五、系统运行优化及改造

闭式冷却水系统的原设计主要考虑满足机组满负荷运行的需要，对机组部分负荷运行和两班制运行情况下的节能运行考虑不足。为了提高闭式冷却水系统运行的经济性，在对系统运行数据分析、总结和进行相关试验后，惠州 LNG 电厂对闭冷水系统进行了一系列改造和运行方式优化。

（一）冷却器冷却水量优化

在实际运行中，发现机组闭式冷却水部分用户的冷却水量设计裕度较大，其中主要是润滑油冷却器和发电机氢冷却器等。通过试验确定了这些冷却水用户的合理冷却水量，由此可以关小冷却器冷却水出口阀开度，有效降低了闭冷水泵的运行电流。

（二）闭式冷却水泵变频改造

闭式冷却水系统原设计的 4 台闭式冷却水泵均为工频泵，正常运行时机组闭式冷却水母管压力调节阀节流损失严重，不仅造成了厂用电的浪费，同时阀门运行工况恶劣，噪声大。经过分析论证，将其中 3 台改造为变频泵，保留 1 台为工频泵。改造后，两台变频泵运行就可以满足 3 台机组闭冷水用量，1 台变频泵自动备用，工频泵只作手动紧急备用，相比以前节约了 2/3 的耗电量。

通过逻辑控制的设定，3 台变频泵实现了不同压力下的联锁备用，既保证了系统压力低时能及时启动，同时避免了备用泵因系统调节时的小幅波动而自启。

（三）氢冷器运行方式优化

惠州 LNG 电厂机组多为两班制运行方式，机组停运后，发电机氢冷却器也不再带载，继续维持氢冷却器运行，不仅造成厂用电的浪费，同时也容易使发电机内氢气过冷结露。因此，我们对氢冷却器运行方式进行了优化，规定停机后即关闭氢冷却器出口阀，启机前再开启。

（四）水-水交换器开式循环水优化

水-水交换器开式循环水通常采用循环水泵供应。为了最大限度减少机组运行中，水-水交换器分流循环水对机组凝汽器真空的影响，惠州 LNG 电厂对#1、#3 水-水交换器开式循环水侧出口阀进行了改造，由全开、全关阀更换为可调阀。这样，就可以根据闭式冷却水供水温度及时调整循环水量，尽量增加机组循环水供应量，提高机组凝汽器真空程度。

另外，在全部机组破坏真空停机后，机组不再需要循环水，同时闭式冷却水热源也大大减少。如果仅为了维持闭式冷却水温度保持循环水泵运行，会造成厂用电的较大浪费。在这种情况下，将水-水交换器开式循环水切换至循环水旋转滤网的冲洗水泵供应水，可进一步降低厂用电。

六、系统典型异常及处理

1. 工频泵紧急启动操作

紧急情况下，如两台变频闭式冷却水泵故障（或一台检修另一台故障跳闸）只有一台

变频泵能正常运行，应立即关小停运机组的闭式冷却水供水调阀。如3台机组全部在运行状态，则应迅速关小3台机组闭式冷却水供水调阀，适当降低各机组闭式冷却水母管压力，同时将运行变频泵切至手动并加到最大出力，并及时启动备用工频泵，再将各机组母管压力调节至0.25MPa左右，维持两台泵工频运行。

2. 闭冷水供水母管压力低

（1）可能的原因

运行闭冷泵异常或跳闸，备用泵未自动启动；系统出现较大漏水；膨胀水箱水位过低；闭冷泵再循环阀被误开。

（2）处理方法

出现闭式冷却水供水压力低，应及时检查闭式冷却水泵运行情况，如果备用泵未能自动启动，应手动启动备用泵，在系统压力稳定后联系检修检查闭式冷却水泵异常原因；检查膨胀水箱水位是否正常，如有异常应及时查找原因，恢复水箱水位；检查膨胀水箱大量补水仍不能恢复水位，应立即排查是否有疏水阀和排空阀被误开，否则查找系统漏点，尽快隔离堵漏；检查闭式冷却水泵再循环阀是否异常，及时联系检修处理。

3. 闭式冷却水温度高

（1）可能的原因

水-水交换器开式循环水量不足；水-水交换器工作异常，如开式水侧堵塞等；机组闭式冷却水用户运行异常。

（2）处理方法

加强对闭式冷却水温度和各闭式冷却水用户温度变化；检查水-水交换器开式水供应是否异常，疏水阀和排空阀是否误开，必要时多启动一台循环水泵或冲洗水泵；检查水-水交换器开式水进出口温度，如有异常可尝试切换备用水-水交换器；检查开式循环水管道是否泄漏，如有应立即联系检修堵漏；检查各闭式冷却水用户工作情况，如有异常应及时处理；如短时无法排除故障，应对闭式冷却水进行排补，视闭式冷却水用户工况调整机组负荷，必要时停运部分机组以维持闭式冷却水温度。

4. 膨胀水箱水位低

（1）可能的原因

闭式冷却水系统放水阀或排空阀被误开；系统管道漏水；除盐水供应异常；膨胀水箱补水异常；水-水交换器内部钛管漏水；闭式冷却水用户冷却器漏水。

（2）处理方法

严密监视闭式冷却水系统及相关用户参数，必要时降负荷或停机；检查膨胀水箱补水系统是否正常，如果自动补水异常应及时开启旁路补水；确认除盐水供应是否正常，通知化学人员恢复供水；现场检查系统是否有放水阀或排空阀被误开，及时恢复；发现系统管道有泄漏时，应及时调整运行方式或联系检修堵漏；经以上检查未发现异常时，尝试通过切换水水交换器和短时隔离闭冷水用户检查是否存在内漏。若缺陷短时无法处理，膨胀水箱水位持续下降，必要时可考虑联系消防往膨胀水箱加注消防用水，保证机组安全停运。

5. 机组启动过程中发电机冷氢、热氢温度快速升高

（1）现象

机组启动过程中，发电机冷氢、热氢温度快速升高，同时发电机定子绕组、铁心和转子铁心温度也升高较快。

（2）处理方法

检查发电机其他相关参数均正常后，判断为氢冷却器内积聚了空气。对氢冷却器进行排空，同时加强对闭式冷却水系统参数监视，在排空后冷氢、热氢温度及发电机相关参数均恢复至正常值。

（3）原因分析

在对机组闭式冷却水用户的冷却器进行隔离检修后，恢复隔离措施时只是对检修的冷却器进行了注水，并没有专门对氢冷却器进行注水排空，由于氢冷器布置在整个机组闭冷水系统的最高处，造成氢冷却器内积聚空气。

第七章　联合循环机组的启停和事故处理

燃气-蒸汽联合循环机组具有启动速度快、热效率高、环境污染小等突出优点，近几年在我国得到了快速的发展。在珠三角地区运行的燃气-蒸汽联合循环机组多数采用两班制运行方式，以提高电网调峰能力，只有少数带基本负荷运行。两班制运行方式的机组启停频繁，因此要求运行人员熟练掌握机组启停操作的相关内容，能正确处理机组启停过程中的各种异常，保证机组运行的可靠性。

第一节　机组运行方式

M701F3 型联合循环机组控制模式包括转速控制模式（即 GOVERNOR）和负荷控制模式（即 LOAD LIMIT）两种。转速控制模式下，控制信号输出（Control Signal Output，CSO）会根据电网频率的波动自动调整机组负荷，也就是说机组具备一次调频的功能；负荷控制模式下，控制系统实现负荷指令值的闭环无差调节。这两种运行方式只能二选一，备用控制模式自动跟踪负荷指令。

（1）转速控制模式

转速控制模式下，负荷控制器控制信号输出（Load-limiter Control Signal Output，LDCSO）以 +5% 的偏置跟随转速控制器控制信号输出（Governor Control Signal Output，GVCSO）。但如果电网频率突然快速下降，导致机组实际 CSO 也就是 GVCSO 超过 LDCSO 时，机组将自动切换至负荷控制模式，以限制负荷增加过快，保护燃气轮机，此时机组的一次调频能力达到限值。而当电网频率快速上升时，LDCSO 仍自动跟踪 GVCSO。

（2）负荷控制模式

负荷控制模式下，GVCSO 以 +5% 的偏置跟随 LDCSO。当电网频率快速上升造成 GVCSO 小于 LDCSO 时，机组实际 CSO 会暂时由 LDCSO 切换到 GVCSO，此时机组会临时参与电网调频，在 GVCSO 跟踪值下降后再切回 LDCSO。当电网频率下降时，GVCSO 只会增加，机组维持负荷控制模式。可见，负荷控制模式下机组对电网的调频作用意义不大。也可以说，负荷控制模式下机组是没有一次调频功能的。

机组还设有负荷自动调节器（Automatic Load Regulator，ALR），接收负荷指令值，并按照逻辑设定速度自动调整转速控制器参考值（Turbine Speed Reference，SPREF）或负荷控制器参考值（Load Limiter Reference，LDREF），具体选择哪个根据机组运行方式确定。ALR 有“ALR ON”和“ALR OFF”两种模式。

（1）“ALR ON”模式

在“ALR ON”模式下，操作员通过 ALR 设定面板的增减按钮调整负荷指令值，在投入 AGC 控制后则接收中调负荷指令值。

（2）“ALR OFF”模式

在“ALR OFF”模式下，操作员通过转速控制器面板或负荷控制器面板调整负荷指令值，同时调整相应的转速控制器参考值 SPREF 或负荷控制器参考值 LDREF。

由此机组共有四种运行方式，见表 7-1。

表 7-1 机组四种运行方式

控制模式 \ ALR 模式	ALR ON	ALR OFF
转速控制模式	ALR ON + GVCSO(最常用)	ALR OFF + GVCSO
负荷控制模式	ALR ON + LDCSO	ALR OFF + LDCSO

第二节 机 组 启 动

燃气-蒸汽联合循环机组的启动是指机组从盘车转速开始升速至 3000r/min、并网升负荷、蒸汽轮机暖机进汽、升负荷至 240MW 的过程。除并网操作需要手动操作外，机组的整个启动过程全部为程序自动控制。

为了满足机组启动过程中燃气轮机和蒸汽轮机对温度、压力等相关参数的要求，保证热部件均匀受热膨胀，减少热应力。机组的正常启动根据蒸汽轮机高压缸入口金属温度可分为三种状态：

（1）冷态

蒸汽轮机高压缸入口金属温度≤230℃。

（2）温态

230℃（+10℃）<蒸汽轮机高压缸入口金属温度<400℃(-5)℃。

（3）热态

蒸汽轮机高压缸入口金属温度≥400℃。

不同启动状态下，机组启动过程各阶段的升负荷速率各不相同，具体数据见表 7-2。

表 7-2 不同启动状态下的升负荷速率

启动状态	并网至暖机负荷	暖机结束至 200MW	200MW 至满负荷（负荷控制模式）	200MW 至满负荷（转速控制模式）
冷态	16MW/min	1.5MW/min	16.7MW/min	18MW/min
温态	16MW/min	2.5MW/min	16.7MW/min	18MW/min
热态	16MW/min	4MW/min	16.7MW/min	18MW/min

升负荷速率的不同也就导致了机组完成启动所需时间的不同。正常情况下，机组完成整个启动过程，热态启动约需 70min，温态启动约需要 120min，冷态启动约需 200min。

一、机组启动总则

机组大、小修后，必须经验收合格，接到负责领导通知后方可启动。机组启动操作过程由当值值长全盘指挥，机组控制工程师操作并负责。在接到值长启动指令后，应对机组进行全面检查，出现下列情况之一时，禁止启动，如已启动应推迟并网或及时停机：

1）机组主要联锁、保护功能试验不合格。

2）机组发生跳闸后，原因未查明，缺陷未消除。

3）控制系统工作不正常，影响机组启动或正常运行。

4）机组主要参数监视功能失去，影响机组启动或正常运行。

5）压缩空气系统不正常。
6）IGV 动作不正常。
7）燃气系统不正常。
8）盘车装置工作不正常。
9）盘车时机组转动部分有明显的摩擦声。
10）机组转子偏心值≥160μm。
11）蒸汽轮机高、中、低压主汽门、调门卡涩。
12）蒸汽轮机高中压缸上、下缸温差≥42℃。
13）机组润滑油泵、顶轴油泵、控制油泵、密封油泵的联锁保护试验不合格。
14）润滑油箱油位低或油质不合格。
15）控制油箱油位不正常（过高或过低）或油质不合格。
16）发电机密封油系统油氢压力差不正常。
17）发电机氢气冷却器不正常。
18）发电机定子或转子绝缘不合格。
19）发电机自动电压调节器（AVR）不正常。
20）发电机同期装置不正常。
21）SFC 装置不正常。
22）发电机出口开关回路不正常。
23）存在其他影响人身和设备安全的重大缺陷。

二、机组启动条件

为了保证机组启动的安全，在控制逻辑中设定了以下条件作为启动闭锁，即机组启动必须满足以下条件：

1. 燃气轮机

1）压气机进气滤网差压正常。
2）四个防爆门全部正常关闭。
3）IGV 在关闭状态。
4）燃烧室旁路阀在开启状态。
5）火焰探测器未探测到有火焰存在。
6）点火器正常可用。
7）燃兼压缸金属温度差小于 65℃，透平缸金属温度差小于 90℃。
8）燃气轮机排气道无可燃气体浓度高报警。
9）燃气轮机熄火超过 1.5h。
10）三台转子冷却空气冷却器风扇正常。
11）天然气压力大于 3.1MPa。
12）天然气供应系统阀门正常。
13）燃料控制阀控制回路正常。

2. 蒸汽轮机

1）高、中、低压调阀投“自动”，且高、中、低压主汽阀和高、中、低压调阀都在关闭状态。

2）高、中、低压旁路阀投“自动”。

3）高、中、低压主蒸汽管道相关疏水阀正常。

4）低压缸冷却蒸汽系统相关阀门正常。

5）高、中压旁路温度控制系统相关阀门正常。

6）高、中、低压进汽管疏水阀，高中压缸缸体疏水阀，高压缸排汽通风阀在开启状态。

7）高压主汽门疏水阀在关闭状态。

8）凝汽器水幕喷水阀和低压缸冷却喷水阀投“自动”。

9）凝汽器真空高于 -87kPa。

3. 余热锅炉

1）高、中、低压汽包上水完毕（水位分别大于 -300mm、-150mm、-400mm）。

2）有任一台给水泵和给水再循环泵启动完成。

3）高、中压给水电动隔离阀，低压给水电动阀在开启状态。

4）余热锅炉烟气挡板在开启状态。

4. 发电机

1）无油氢压差低报警（<0.035MPa）。

2）无氢气压力低报警（<0.36MPa）。

3）无氢气纯度低报警（<90%）。

5. 机组辅助系统

1）两台交流润滑油泵和直流润滑油泵正常，并且至少有一台交流润滑油泵在运行。

2）两台交流顶轴油泵和直流顶轴油泵正常，并且至少有一台交流顶轴油泵在运行。

3）两台润滑油箱排烟风机正常，并且至少有一台风机在运行。

4）两台控制油泵正常，并且至少有一台控制油泵在运行。

5）两台交流密封油泵和直流密封油泵正常，并且至少有一台交流密封油泵在运行。

6）三台燃气轮机间罩壳风机至少有两台正常，至少有两台在运行且运行风机的进出口压力差正常。

7）润滑油供油温度控制阀投“自动”。

8）润滑油供油压力正常。

9）控制油压力正常。

10）盘车电动机正常。

11）机组仪用压缩空气压力正常。

12）机组辅汽母管压力正常。

6. 静态变频器（SFC）

SFC 与机组完成电气回路连接，无故障报警。

7. 机组无跳闸信号

三、机组启动流程

下面以处于盘车状态的机组为例，对机组启动的常规操作流程进行介绍。

1. 启动准备

接到值长启机指令后，应合理安排辅助系统和设备启动时间，并确认启机条件已满足，

否则查明原因并解决。辅助系统和设备的投运顺序如下（压缩空气系统和闭冷水系统一般不停运）：

1）投运循环水系统。

2）投运凝结水系统。

3）投运机组辅助蒸汽系统。

4）投运轴封蒸汽系统。

5）投运真空系统，凝汽器抽真空。

6）启动给水泵和给水再循环泵，余热锅炉高、中、低压系统上水。

7）开启余热锅炉烟囱挡板和高、中、低压过热器出口电动阀。

8）选择机组启动 SFC。

如果机组停运时间较长，或者燃气轮机曾经高盘造成锅炉快速冷却，余热锅炉蒸发器、过热器、再热器系统可能会积水较多，应提前进行充分疏水。

2. 启动、吹扫

经值班长同意后，点选启动按钮。机组开始启动，由 SFC 带动机组升速至约 700r/min，对燃气轮机排烟通道及余热锅炉烟道进行吹扫。利用压气机出口空气对透平及排气通道进行一定时间的吹扫，排除燃料系统可能泄漏造成的燃料积聚，避免爆燃，吹扫时间通常根据吹扫转速下压气机出口空气量和排气道容积进行计算，惠州 LNG 电厂设定的吹扫时间约为 550s。启动令发出后，IGV（压气机进口导叶）由 0% 开度开启至约 39.5% 开度，压气机中压、低压抽气阀自动开启（高压抽气阀保持在关闭位置）避免压气机喘振，同时可以减小机组启动力矩。

3. 降速点火

吹扫完成后，机组转速降低到点火转速约为 595r/min，启动燃气轮机点火程序。机组控制油跳闸电磁阀带电关闭，建立安全油压，燃气排空阀关闭，燃气截止阀打开，燃料流量控制阀开至点火位置，蒸汽轮机中、低压主汽阀完全打开。位于#8 和#9 燃烧器的点火器开始点火（持续 10s）。

点火成功后，随着燃气轮机排烟进入余热锅炉，高中低压系统开始升压（升压速度与启动状态相关），炉侧和机侧各疏水阀和排空阀按照程序设定动作，此时应加强对汽包水位的监视调整，并对锅炉进行排污。蒸汽轮机高、中、低压旁路阀压力设定值缓慢提升至最小压力设定值，旁路阀开启，以保持旁路阀前蒸汽压力和实际压力设定值相一致。

4. 升速

燃气轮机点火成功后，机组转速开始上升，由 SFC 和燃气轮机做功共同带动机组升速，升速率为每分钟 135r/min。转速升至 2000r/min 时，SFC 接收指令脱扣退出，此后将单独由燃气轮机做功带动机组升速，同时蒸汽轮机低压主汽调阀开启，低压缸开始通入冷却蒸汽。当机组转速达到 2745r/min 时，燃气轮机 IGV 由 39% 开度关闭至 0% 开度；2815r/min 时，压气机低压抽气阀、中压抽气阀自动关闭。

5. 全速空载

机组升速至额定转速 3000r/min 时，应全面检查机组运行参数正常，并网条件已满足的话，经值班长同意后进行并网操作。

6. 并网

合上发电机出口刀开关，合上灭磁开关，发电机出口电压上升至约 20kV 后，启动发电

机自动同期并网程序，发电机出口开关自动闭合。发电机并网后，机组带基本负荷（20MW）并网5min后高压主汽阀开至5%开度（暖调阀）。

7. 升负荷

投入“ALR ON”控制，机组根据启动状态自动升负荷至暖机负荷（冷态为52MW、温态为78MW、热态为120MW），等待蒸汽轮机进汽条件满足。当高、中、低压主蒸汽压力达到对应的旁路阀最小压力设定值后，高、中、低压旁路阀将调整开度以维持该压力。

8. 蒸汽轮机进汽，继续升负荷

当蒸汽轮机进汽条件满足后，蒸汽轮机高、中、低压调阀程序开启，机组开始继续升负荷。随着高、中、低压调阀逐渐开大，高、中、低压旁路阀逐渐关小以维持各自的最小压力。当中压缸进汽压力达到设定值时，低压缸进汽由冷却蒸汽切换至低压主蒸汽；高压缸通风冷却阀自动关闭，高压缸排汽逆止阀自动开启。当机组负荷大于50%额定负荷且高、中压调阀全开时，高、中、低压旁路阀的控制模式将从“最小压力控制”改变到“后备压力跟踪”模式。另外，在高、中压调阀全开后，高、中、低压调阀也要切换到“压力控制模式”。

9. 投入一次调频和AGC

机组升负荷至200MW后，一次调频自动投入，机组运行模式自动切换至“GOVERNOR”模式。手动加负荷至240MW，全面检查机组参数无异常后，投入AGC控制，至此机组启动工作结束。

四、机组启动的相关说明

1）机组不同启动状态时的启动程序基本相同，主要不同是机组暖机负荷和升负荷速率。另外，通常情况下，两班制运行时机组的循环水、凝结水、辅助蒸汽、轴封和真空系统维持运行状态。

2）机组的启动状态是由蒸汽轮机高压缸入口的金属温度决定的，并不会对余热锅炉的状态进行判断。当由于燃气轮机热通道部件和余热锅炉部件检修需要或者离线水洗需要启动高盘程序时，以及其他各种原因可能会造成机组启动状态和余热锅炉状态不匹配的，这种情况下的启动操作应特别注意加强对相关参数的监视和调整。

3）机组冷态启动时，如果锅炉侧和蒸汽轮机侧疏水阀和排空阀全部为自动控制，在锅炉侧还未产生蒸汽时，容易出现因为蒸汽轮机侧疏水阀内漏造成锅炉侧管道内空气被抽入凝汽器，导致凝汽器真空下降的情况，同时，也有可能出现疏水、暖管不充分的情况，因此需要视实际情况及时手动干预相关疏水阀和排空阀的开关，维持凝汽器真空，同时保证疏水、暖管充分，避免管道水击。

4）机组冷态启动时，高压系统最先起压，高压旁路阀开启时中压系统压力仍很低，此时应注意监视中压汽包压力的变化和上、下壁金属温度的变化。如果发现中压汽包压力随再热系统压力同步上升且中压汽包上壁金属温度快速上升，可判断中压主蒸汽集箱出口逆止阀关闭不严。这种情况下应及时关闭中压主蒸汽集箱出口电动阀及旁路阀，以避免中压汽包上、下壁金属温差过大，待中压汽包壁温与冷再热蒸汽温度相差不大或中压系统升压后，再开启中压主蒸汽集箱出口旁路阀及电动阀。处理过程中应严密监视中压汽包水位，及时调整。

5）如果机组停运超过2天（含2天）后首次启动，在抽真空前，应全面开启余热锅炉和主蒸汽管道机侧各疏水阀，对系统进行充分疏水。

6）如果机组停运超过2天（含2天）后首次启动，在机组启动前需开启燃气轮机TCA分离器排污试验一次阀和燃气轮机TCA分离器排污试验二次阀，并关闭燃气轮机TCA分离器排污手动阀。在机组负荷升至200MW后先开启燃气轮机TCA分离器排污手动阀，再关闭燃气轮机TCA分离器排污试验一次阀和燃气轮机TCA分离器排污试验二次阀，以防带锈蚀的脏空气进入冷却通道。

7）机组启动条件检查时，若“燃气轮机轮间吹扫请求（DUCT PURGE REQUEST）”状态显示异常，应检查DCS上报警“燃气轮机排气段可燃气体报警（GAS DETECT FOR EX DUCT ALM）”的显示是否复归，如果没有复归则应通知检修人员处理；如该报警已经复归，则应“高盘（SPIN）”模式启动机组高盘吹扫600s，待“燃气轮机轮间吹扫请求”状态正常后，在其他启动条件满足的情况下，直接点选“正常（NORMAL）”模式，机组将重新开始计时550s后进入正常点火启动程序，期间不必停机。

8）机组启动期间，当中、低压汽包给水调阀较长时间全关后，容易造成中、低压省煤器内汽化超压，导致省煤器安全阀动作，因此应适当维持中、低压汽包给水调阀一较小开度避免超压。

9）在机组并网、暖机和升负荷过程中，要密切监视机组各参数是否正常，特别是蒸汽轮机高、中、低压旁路阀动作情况和锅炉高、中、低压汽包水位，如自动给水不能及时跟踪汽包水位，应将给水调阀切到“手动”，由操作员手动调节汽包水位。

10）当低压缸进汽由冷却蒸汽切换至低压主蒸汽时，要密切留意全厂及机组辅助蒸汽母管的压力，防止切换时辅助蒸汽母管安全阀动作。同时，在切换完成后，通过低压主蒸汽压力是否增加、低压旁路阀是否缓慢关闭、低压主蒸汽系统温度是否一致，来判断低压主蒸汽电动隔离阀是否已真正开启。

第三节　机 组 停 机

燃气-蒸汽联合循环机组的停运是指机组降负荷至20MW、机组解列、燃气轮机冷却运行、降速惰走、投盘车的过程。停机模式包括正常停机和维修停机两种。

正常停机主要用于满足机组频繁启停的需要，停机后要求保持蒸汽轮机（高压缸）金属温度尽可能高，余热锅炉高压、中压、低压蒸汽压力及温度尽可能高，以缩短下次启动时间，提高效率。正常停机过程从200MW负荷下发停机令至发电机解列，约需15min。

维修停机是针对机组长时间停机或机组需进行定期检查、维修工作时所采取的停机模式。采用维修停机模式可以使燃气轮机、蒸汽轮机尽快冷却下来，使机组尽早满足检修条件，同时控制各金属部件的温度变化率，蒸汽轮机上、下缸温差和高、中、低压缸胀差等参数不超过限值。整个检修停机过程，从200MW负荷下发检修停机令至发电机解列，共需要约2h。

不同停机模式下，机组的降负荷速率也各不相同，具体见表7-3。

表7-3　不同停机模式下机组的降负荷速率

停机模式	负荷>200MW（转速控制模式）	负荷>200MW（负荷控制模式）	200MW至解列
正常停机	18MW/min	16.7MW/min	16.7MW/min
维修停机	18MW/min	16.7MW/min	2MW/min

机组采用不同的停机模式，蒸汽轮机高压缸入口金属温度的变化情况也会有所不同，通过对正常停机和检修停机后该温度变化趋势的统计，得到如下结论：

正常停机后，停机 24h 内可保证热态启机，停机 1 ~6 天期间为温态启机，超过 6 天则为冷态启机，停机 8 ~9 天后热部件温度满足盘车停运条件。

检修停机后，停机 3 天内为温态启动，超过 3 天则为冷态启动，停机 5 ~6 天后热部件温度满足盘车停运条件。

一、机组正常停机流程

接到值班长停机指令后，应检查确认顶轴油泵及盘车电动机自动备用完好，并通知化学人员做好停机准备。正常停机过程如下：

1）退出 AGC 控制，手动降负荷至 200MW。

2）点选正常停机按钮，开始执行停机程序。

3）当机组负荷小于 200MW 时，一次调频自动退出，机组控制模式由转速控制模式自动切至负荷控制模式。

4）当机组负荷 <50% 时，DCS 上发出“负荷保持（LOAD HOLD）”报警，燃气轮机负荷保持，蒸汽轮机开始降负荷。

5）蒸汽轮机低压调阀按程序关小至冷却开度并保持，低压旁路阀切换至压力跟踪模式，压力设定值为当时的实际蒸汽压力。

6）蒸汽轮机低压调阀关小到冷却开度后，高压调阀和中压调阀开始关闭。高、中压旁路阀切换至压力跟踪模式，压力设定值为当时的实际蒸汽压力。

7）在停机过程中，各疏水阀、高压缸排汽逆止阀和高压缸排汽通风阀按程序设定动作。

8）根据实际情况，如有需要切换机组辅助蒸汽供应源。

9）当高、中压调阀全关后，燃气轮机负荷保持信号消失，燃气轮机继续降负荷。

10）机组负荷降至 20MW 后，发电机自动解列，机组继续空载运行 5min 以冷却燃气轮机。

11）随后，机组跳闸电磁阀失电打开，安全油泄压，燃料截止阀自动关闭，燃气轮机熄火，开始降速。

12）跳闸时，高、中、低压主汽阀全关，低压调阀由冷却开度全关，压气机高、中、低压抽气阀开启。

13）手动控制高、中、低压给水调节阀，将高、中、低压汽包上水至适当水位，停运给水泵和给水再循环泵。

14）高、中、低压旁路阀全关后，关闭余热锅炉高、中、低压主蒸汽隔离阀。

15）将烟囱挡板投入自动，自机组降速起 30min 后自动关闭。

16）机组转速低于 600r/min 时，顶轴油泵自动启动。

17）机组转速低于 300r/min 延时 120s，燃气轮机冷却空气系统投入。

18）当机组转速小于 300r/min 后，开启真空破坏阀破坏真空，停运真空泵。当真空到 0 后，停运轴封蒸汽系统，停止机组辅助蒸汽的供应。

19）机组转速为 0 时，盘车自动投入。

20）观察低压缸排汽温度变化趋势，若该温度低于 60℃且不再升高，可停运凝结水系统。

21）根据机组运行方式需要，调整循环水系统运行方式和闭冷水系统运行方式。

22）全面检查机组各参数正常。

如果两班制运行不需要破坏真空，则18）、20）步不执行。

二、机组维修停机流程

机组维修停机步骤与正常停机基本相同，主要的不同点在于：

（1）加药保养

维修停机过程中，一般需要对锅炉进行十八胺法停炉保养的加药工作。该项工作要求高压主蒸汽温度约维持在480℃，通常机组负荷约降至120MW。因此发出停机指令后，高压主蒸汽温度约为480℃时，应退出ALR ON，维持机组负荷，联系化学人员进行加药，加药结束后再投入ALR ON，继续维修停机程序。

（2）高中压调阀关闭速度不同

蒸汽轮机低压调阀关小至冷却开度后，高、中压调阀以1%/min速率关至10%开度后维持，以冷却蒸汽轮机高、中、低压缸。

（3）降负荷速率

机组负荷低于200MW后，降负荷速率为2MW/min。

（4）冷却

机组负荷降至20MW后，自动维持该负荷，冷却蒸汽轮机和余热锅炉，直至高压缸入口金属温度低于350℃后，再持续冷却运行50min，而后高、中压调阀全关，机组解列。

三、机组停运的相关说明

1）如果机组两班制运行，则停机后汽包水位根据停机时间长短和锅炉各系统严密性确定，宜低不宜高，以减少启机过程中不必要的放水。

2）如果第二天不启机，应将各汽包上至满水位，同时在高压汽包水位低于－200mm时，及时对高、中压汽包补水，避免造成高、中压汽包上、下壁金属温差过大。

3）如果停运前只有单台机组在运行，且停机后需要破坏真空，则停机过程中辅助蒸汽仍维持由本机冷再供应，并调整高压或中压主蒸汽隔离阀关闭时间，以满足辅助蒸汽供应需要。否则，停机过程中辅助蒸汽由厂用辅助蒸汽母管供应。

4）停机过程中，在高、中、低压主蒸汽隔离阀关闭后，最好将隔离阀后主蒸汽管道泄压，以免影响机组惰走时间，且可减少管道内积水。

5）通常情况下，长时间停运后，余热锅炉依靠主烟囱的自然通风冷却。当某个汽包壁温低于150℃且汽包上、下壁温差小于40℃时，可开始通过过热器疏水阀对所属系统泄压。当汽包压力降至0.07MPa后，对所属系统全面放水，放水时应留意排污扩容器。

6）燃气轮机停机1.5h后，如有必要，可进行高盘冷却，以缩短燃气轮机和余热锅炉的冷却时间，尽早开始维修工作。高盘冷却主要针对的是燃气轮机，对蒸汽轮机冷却时间影响不大。

第四节　机组运行监视

机组在启动、停机和运行过程中，应严格监视各系统设备相关运行参数，不仅要确定参

数在规定范围内，同时要加强与历史数据的比对，及时发现参数的趋势变化情况，并对可能出现的异常进行分析，消除缺陷。通常要求系统监视参数每隔 4h 抄录一次，对特别重要的参数应适当缩短抄录时间间隔。

1. 燃气轮机排气温度 T_4

燃气轮机排气温度 T_4 直接反映了燃气轮机的运行状况。燃气轮机燃烧室（燃气进入透平前）温度 T_3 与排气温度及压气机出口压力成一定函数，T_4 可间接反映 T_3 的大小。因此，可通过控制 T_4 来间接控制燃气轮机的燃烧室温度 T_3，以避免 T_3 太高而烧坏高温部件。

燃气轮机满负荷运行时，排气温度 T_4 随季节变化不同。环境温度越高，排气温度 T_4 越高，相应余热锅炉主蒸汽温度升高，应监视喷水减温动作正常，没有报警或跳机联锁。

2. 叶片通道温度（BPT）

叶片通道温度（BPT）反映燃气轮机燃烧器的工作状况，当燃料喷嘴无堵塞、热通道部件无损坏时，BPT 应均匀分布。如果出现 BPT 偏离平均值，应视偏差值大小及时采取措施。燃气轮机达到额定转速前，BPT 偏差无报警、无跳机。如果在启机过程中（转速 < 3000r/min）发现 BPT 偏差大于 100℃，应停机检查。当转速达到额定转速未并网时，BPT 偏差≥60℃或≤ -60℃时发出报警，无跳机联锁。燃气轮机并网后，当 BPT 偏差值≥20℃或≤ -30℃，发出报警信号；当 BPT 偏差值≥25℃或≤ -40℃，并且相邻两侧的其中一个 BPT 偏差值≥20℃或≤ -30℃或者相邻两侧的其中一个 BPT 变化趋势≥1 或≤ -1 任一条件满足时，燃气轮机自动停机；当 BPT 偏差值≥30℃或≤ -60℃，并且相邻两侧的其中一个 BPT 偏差值≥20℃或≤ -30℃或相邻两侧的其中一个 BPT 变化趋势≥1 或≤ -1 任一条件满足时，机组跳机。

3. 燃气轮机 IGV

燃气轮机安装有进口可调导叶（IGV）系统，通过调节 IGV 开度控制进入压气机的空气流量。在燃气轮机启动过程中，IGV 处于中间开度 19°，可减小启动加速度的驱动力，防止压气机喘振或热悬挂。燃气轮机在部分负荷下，关小 IGV 开度减小空气流量，从而提高排气温度 T_4（在相同燃料下）；虽然燃气轮机效率有所下降，但由于排气温度 T_4 高，锅炉的蒸汽参数高，卡诺循环效率高，使联合循环效率维持在较高水平。机组启机后，如果 IGV 的控制指令（IGVCSO）与实际开度偏差≥3°或≤ -3°时，发出 IGV 伺服控制模块偏差高报警；如果 IGV 的控制指令（IGVCSO）与实际开度偏差≥5°或≤ -5°时，机组跳闸。

4，燃烧器旁路阀

燃烧器旁路阀是用来控制进入燃烧器的空气量，维持燃烧时最佳的空燃比，减少燃烧过程中产生的 NO_x。在点火阶段，燃烧器旁路阀全开增大燃空比使点火更可靠。随后旁路阀开度根据燃气轮机转速升速率、燃料量等自动调节。机组启机后，如果燃烧器旁路阀的控制指令（COMBUSTOR BYPASS CSO）与实际开度偏差≥3°或≤ -3°时，发出 BPV 伺服控制模块偏差高报警；如果燃烧器旁路阀的控制指令（COMBUSTOR BYPASS CSO）与实际开度偏差≥5°或≤ -5°时，机组跳闸。

5. 燃烧初温 T_3

T_3 是燃气进入透平时的温度，T_3 越高燃气轮机热效率越高。但是 T_3 的提高受到热通道

金属材料的限制，因此，燃气轮机工作过程中严格控制 T_3，防止热通道过热而受到损害。T_3 温度很高，不可以直接测量，可以通过控制排气温度 T_4 从而间接控制 T_3。

6. 转子冷却空气温度

转子冷却空气由压气机出口抽出，经 TCA 冷却后导入透平转子，将转子叶片与高温烟气隔离并冷却叶片。如果转子冷却空气温度高，会影响到转子叶片的冷却效果，影响转子叶片寿命。转子冷却空气温度与多种因素有关，随着负荷的增加，转子冷却空气温度升高；环境温度的变化，也对转子冷却空气温度有影响。当转子冷却空气温度发生突变并超出235℃，应降低负荷，并应到就地检查 TCA 冷却风扇、传动带、冷却器是否有异物堵塞。调节转子冷却空气温度的办法是，调节 TCA 转子冷却空气旁路阀开度或者调节 TCA 冷却风扇出口挡板开度。关小其旁路阀（实际运行一般已全关）和开大 TCA 冷却风扇出口挡板开度，可以降低转子冷却空气温度。如果以上措施均无效，可尝试调节转子冷却空气节流孔尺寸，来增加冷却空气，但这种方法对机组效率有不利影响。

7. 燃气轮机轮间温度

燃气轮机轮间温度反映出其冷却空气冷却器性能及冷却通道状况，也是机组运行中需要监视的重要参数之一。

当第 2、3、4 级轮间温度（左 & 右）＞460℃，或第 4 级轮盘下游温度＞410℃时，就要对燃气轮机冷却通道进行检查，查明原因，消除故障，以保护燃气轮机热通道免遭严重损伤。发现轮间温度异常时，应按校验热电偶，检查 TCA 冷却器工作情况，检查密封环密封腔的顺序从易到难地进行故障分析和处理（第 2、3、4 级轮间平均温度＞460℃，第 4 级轮盘下游温度＞410℃将发出报警）。

8. 天然气温度

天然气进入燃气轮机前，利用转子冷却空气排出的热量加热到一定温度，天然气在燃烧过程中对天然气温度有一定要求。当出现天然气温度高报警时，应到 TCA 冷却器现场检查风扇传动带、燃气温控阀等设备的工作状况。

9. 燃料控制信号 CSO

燃料控制信号 CSO 是控制燃气轮机负荷时调节天然气流量的指令，CSO 越大天然气流量越大。燃料控制信号 CSO 会从 GVCSO、LDCSO、BPCSO、EXCSO、FLCSO 中选取。燃气轮机启动或运行时，程序会根据燃气轮机运行状态动态计算出五个 CSO 值；为了保证燃气轮机安全运行，控制逻辑程序会从五个 CSO 中选择其中最小的 CSO 作为最终的输出信号，以控制天然气流量。

10. 汽包水位

余热锅炉的高压、中压、低压汽包水位在正常运行时都可以投入自动，设定水位为高压－200mm、中压 0mm、低压－300mm。在启机过程中，由于炉水受热膨胀、疏水阀开启、蒸汽轮机旁路阀开启、蒸汽轮机调门开启等因素影响，高压、中压汽包水位波动大。启机过程中应加强水位监视，及时发现水位波动的根本原因并采取处理措施。蒸汽轮机高、中压旁路可在紧急情况下作为调节汽包水位的有效办法，用于缓解汽包水位波动，延长汽包补水或放水时间。当操作蒸汽轮机高压旁路阀时要特别注意对中压汽包水位的影响。

11. 惰走时间

惰走时间以机组停机过程中燃气轮机熄火开始降速的时刻为起点，至转子转速为 0 时为

止。惰走时间是反映机组动静间隙变化、轴承是否异常、主汽阀和调阀是否严密、机组偏心等参数的重要参考，因此停机后应记录好机组惰走时间，及时查找惰走时间变化的原因，并排除缺陷。

第五节　启动过程的优化

对于两班制运行的燃气-蒸汽联合循环机组，其启停过程中的运行经济性对机组整体经济性影响很大。通过对机组启动过程的详细研究，惠州 LNG 电厂组织开展了相关技术改造，对机组启动操作进行了多项优化，其中通过细分启动状态和热态启动时的优化阀门控制来缩短暖机时间两项技改取得了十分可观的经济效益。启停机曲线如图 7-1 所示。

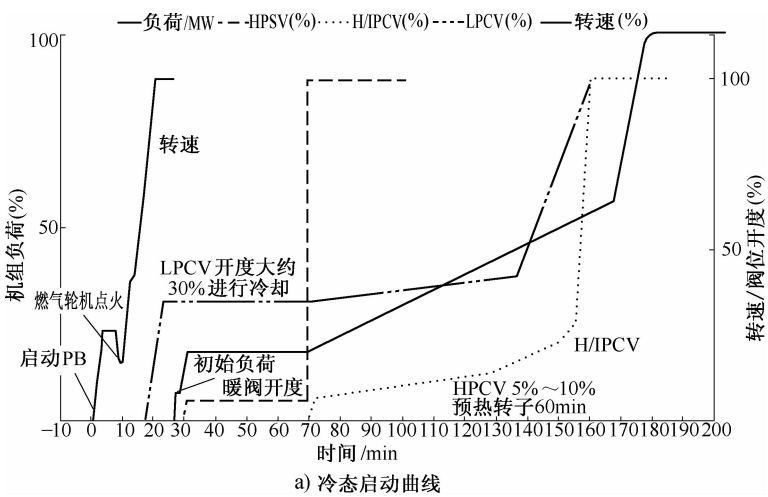
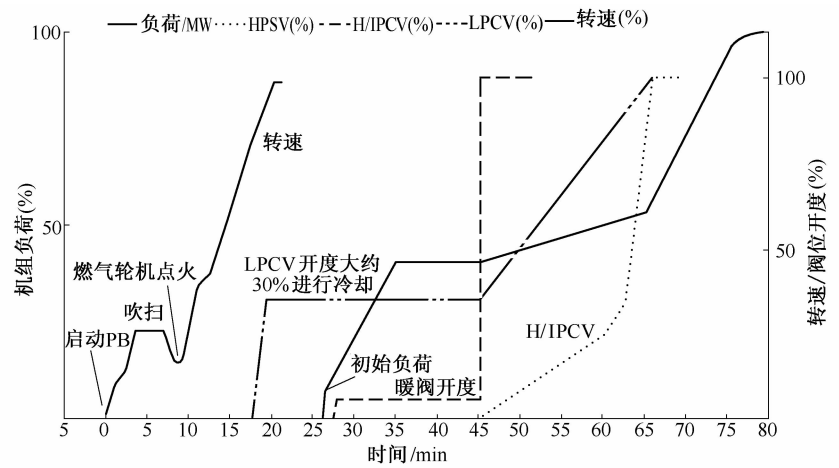
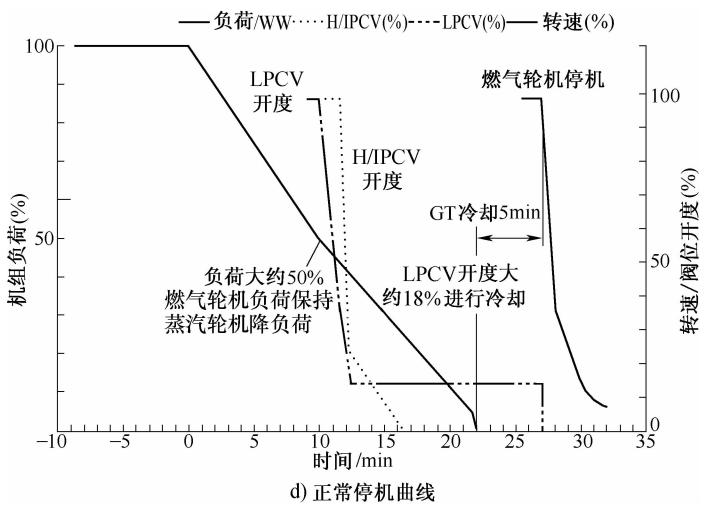


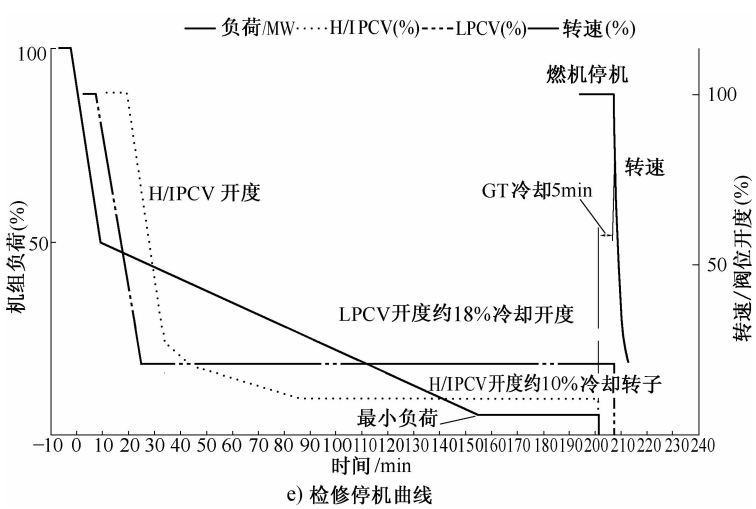
图 7-1　启停机曲线



c) 热态启动曲线



d) 正常停机曲线



e) 检修停机曲线

图 7-1　启停机曲线（续）

1. 细分启动状态

前文介绍过，机组正常停机后 1 ~ 6 天期间为温态启机。在实际运行过程中，发现周末经常遇到机组停运时间刚刚超过 24h 就会启机的情况，此时高压缸入口金属温度基本在 350℃以上，这种情况下的机组启动升负荷速率有较大的安全裕度。为了提高机组启动的经济性，对原来机组启动状态中的温态进行了细分，划分为高温态和低温态。其中，高压缸入口金属温度在 230 ~ 350℃为低温态，启动过程中蒸汽轮机暖机负荷为 78MW，暖机结束至 200MW 之间升负荷速率仍维持 2. 5MW/min；高压缸入口金属温度在 350 ~ 400℃为高温态，启动过程中蒸汽轮机暖机负荷为 100MW，暖机结束至 200MW 之间升负荷速率为 3MW/min；改造后，高温态启动时间由原来的 120min 左右缩短到了 90min 左右，大大缩短了机组启动时的暖机时间。

2. 热态启动时优化阀门控制

对于相同状态的机组启动过程来说，机组启动时间基本是一样的，但暖机时间的不同也使得机组启动时间有长有短，机组启动时间过长对机组运行的经济性影响很大。结合图 7-1 所示的典型启动曲线可以看出，无论是点火升速还是并网升负荷，其速率都是一致的；决定机组启动时间长短的关键就是蒸汽轮机暖机时间，也就是主蒸汽参数与蒸汽轮机参数匹配时间。通过对主蒸汽参数和蒸汽轮机金属温度变化趋势的研究，发现以下几点：

1）机组停机后，蒸汽轮机高压缸金属温度、中压缸金属温度只有略微降低，到次日凌晨启动时，温度分别降低 20°C 左右，一般都能维持在 450℃左右。

2）在启动过程中，高压主蒸汽温度、再热主蒸汽温度经历先下降后上升的过程：从燃气轮机点火到燃气轮机负荷约 90MW 时，高压主蒸汽温度、再热主蒸汽温度逐渐降低；当燃气轮机负荷高于 90MW 后，高压主蒸汽温度、再热主蒸汽温度才缓慢上升。由于蒸汽温度下降大，延长了蒸汽轮机金属温度与主蒸汽温度匹配时间。

产生此现象的主要原因：第一，在机组夜间停机后，锅炉出口保温、保压阀和蒸汽轮机侧疏水阀内漏，导致蒸汽不断从锅炉出口沿主蒸汽管道流到凝汽器，造成次日启机时，蒸汽轮机高、中压主汽阀前温度较低；第二，燃气轮机点火前的吹扫使余热锅炉的管道及蒸汽温度下降很多，当燃气轮机点火后，高、中压旁路阀后面的疏水阀联锁开启，从余热锅炉过来的低温蒸汽进一步冷却蒸汽轮机主汽阀前温度测点；第三，中压旁路前后两个疏水点共用一根管径较小的疏水电动阀，中压主汽阀前温度测量点反映的实际温度较锅炉出口的温度有较大的滞后性，不能及时反映真实的主蒸汽温度，导致了由此测量点温度和中压透平动叶环金属温度计算出来的中压系统不匹配温度总是最难满足。

在经过长期摸索总结后，对主要由于中压系统不匹配温度总是最难满足的情况进行了一些操作上的规定（见本书第六章第八节“主蒸汽系统”有关缩短热态启动时蒸汽轮机进汽时间的操作优化的内容）。并同时在此基础上，对中压旁路阀后疏水阀的控制逻辑进行了更改：机组热态启动时，如果锅炉侧再热蒸汽温度大于 280℃且蒸汽轮机侧再热蒸汽温度大于 300℃，中压旁路阀后疏水阀在机组负荷大于 118MW 延时 300s 开启，以缩短锅炉侧低温蒸汽对蒸汽轮机进汽等待时间的影响。

第六节　典型事故及处理

目前，燃气-蒸汽联合循环机组的启动、停机和正常运行过程都已基本实现自动控制，特别是燃气轮机，可以说基本不需要运行人员的手动干预，主要的工作是要加强对相关参数的监

视，及时发现设备异常，并根据设备异常情况进行及时、正确的处理。本节对 M701F 型联合循环机组设定的跳闸保护和停机方式进行说明，同时对几种重大典型事故的处理进行介绍。

一、事故处理通则

在处理异常事故时应遵循以下原则：

1）事故处理应本着保人身安全，保设备安全，保系统稳定运行为原则。

2）发生事故后，操作人员应综合分析相关报警、设备参数变化和现场具体现象，做出正确判断，并采取相应措施防止事故扩大，限制事故范围或消除导致事故根本原因。

3）发生事故时，应在值班长的直接领导下，迅速按相应规定处理事故。值班长的指令，除非对人员、设备有直接危害外，均应坚决执行。

4）处理事故要沉着果断，相互配合，避免紧张出现误操作。

5）处理事故过程中应防止高温设备（部件）急速冷却，防止承压设备（部件）超压，防止转动设备（部件）超速及烧瓦（轴承），防止可燃物体爆燃、爆炸。

6）如果事故发生在交接班时间，不得进行交接班，直到事故处理告一段落，请示值班长同意后，方可进行交接班。

7）事故处理完毕后，运行人员应及时把事故发生的时间、现象及采取的措施如实地做好记录。

二、事故停机方式

当机组发生异常导致无法维持机组正常运行时，应采取停机处理措施，事故停机方式分为紧急停机和故障停机两种。

（一）紧急停机

1. 紧急停机的条件

1）燃气轮机或蒸汽轮机断叶片或缸体内部有明显的金属摩擦撞击声。

2）机组发生强烈振动。

3）机组任一轴承断油，或轴承金属温度超过 113℃（推力轴承为 99℃）或轴承冒烟。

4）蒸汽轮机进水，发生严重的水冲击。

5）高、中压缸胀差超过 +16.8mm 或 −5.8mm，低压缸胀差超过 +40.8mm 或 −1.8mm。

6）转子偏心度超过 75μm。

7）机组保安系统应跳而未跳，安全油压力低于 6.9MPa。

8）机组转速升至 3300r/min，而电超速保护未动作。

9）天然气系统发生故障而不能迅速排除时。

10）燃气轮机燃料控制阀不正常，燃气轮机排气温度急剧上升至 615℃。

11）机组周围或油系统着火，无法很快扑灭并已严重威胁人身或机组安全。

12）润滑油温急剧上升高达 60℃。

13）油系统大量漏油已严重威胁机组安全。

14）蒸汽轮机轴封冒火花。

15）轴封蒸汽无法维持。

16）主蒸汽管道破裂无法继续运行时。

17）凝结水钠含量超过 400ppb。

18）发电机氢气系统管道破裂、着火、爆炸。

19）循环水中断短时间无法恢复。

20）高压汽包所有水位计全部失效，或中压汽包所有水位计全部失效，或低压汽包所有水位计全部失效。

21）给水、蒸汽管道破裂，不能维持正常运行或威胁人身、设备安全时。

2. 紧急停机的操作

1）立即在集控室操作台手动按下“紧急遮断”按钮。

2）在出现上述紧急停机的条件中 1）~4）及其他影响机组轴系安全的情况时，应立即破坏真空，其他情况下可根据需要按正常程序破坏真空或者维持真空。

3）检查确认燃气截止阀关闭，燃气排空阀打开。检查确认高、中、低压主汽阀及高、中、低压调节阀关闭。

4）检查确认发电机与电网解列，机组转速下降。

5）检查确认高压缸排汽逆止阀关闭，蒸汽轮机所有疏水阀开启（低真空保护启动后相应疏水阀关闭）。

6）检查确认高、中、低压旁路阀动作正常，必要时开启炉侧疏水避免超压。

7）机组转速低于 600r/min 时，检查确认顶轴油泵自启动，油压正常。

8）机组转速到 0r/min 时，检查确认盘车自投，记录惰走时间、盘车电流。

9）其他操作见正常停机操作。

10）作好记录并汇报值班长及相关负责领导。

11）在事故停机过程中，应结合具体故障加强对相关设备参数的监视，及时采取正确的处理措施，减少事故影响。

（二）故障停机

1. 故障停机的条件

1）燃气轮机运行中排气温度或偏差超过允许值，经处理仍不能恢复正常。

2）天然气管道或接头有明显漏气。

3）凝汽器真空缓慢下降，虽减负荷至 200MW 仍不能维持。

4）机组任一轴承金属温度超限，经处理仍无法恢复正常。

5）机组任一跳闸通道发生故障，无法在 4h 内修复。

6）蒸汽轮机任一差胀接近紧急停机值，经处理仍无法恢复正常。

7）低压缸排汽温度高于 80℃，经处理无效仍继续上升。

8）润滑油温高达 60℃，经处理后仍无法下降。

9）任一轴承润滑油的温升超过 31℃，经处理仍无法恢复正常。

10）燃气温度或压力不正常，经处理无效。

11）IGV、防喘抽气阀、燃烧旁路阀任一个动作不正常。

12）压气机进气滤网差压高，引起空气旁路门开启。

13）任一叶片通道温度与叶片通道的平均温度之差达 +20℃/ -30℃。

14）控制油压低于 8.8MPa，经切换或处理后仍不能恢复正常；或控制油箱油位降至低报警油位，经处理无效仍继续下降。

15）机组润滑油泵工作严重失常，经处理无效。

16）发电机密封油系统故障，无法维持必要的油氢压力差或真空油箱正常油位。

17）任一机组重要运行参数无法监控，无法维持机组正常运行。

18）主或再热蒸汽、给水或其他管道破裂，隔离无效，无法维持机组正常运行。

19）机内氢气纯度下降至90%以下，经处理无效。

20）发电机漏氢浓度超标，补氢量异常增大，经处理无效。

21）锅炉汽水品质恶化，低于规定标准，经多方处理无效。

22）锅炉承压部件泄漏，尚能维持短时间运行。

23）安全门动作后无法回座，但蒸汽温度、蒸汽压力尚能满足蒸汽轮机要求。

24）任一压力等级的锅炉汽包水位所有的远方指示器损坏。

2. 故障停机操作

当出现上述异常情况后，应及时报告值班长，获准后，启动停机程序，具体操作详见前文有关正常停机部分的内容。

三、机组跳闸、自动停机和负荷回切条件

（一）自动跳闸条件

1. 燃气轮机相关跳闸条件

（1）轴承振动高跳闸

当任一轴承 X 和 Y 向振动均超过200μm或其中一个超过200μm且另一个异常时，机组跳闸。

（2）润滑油压力低跳闸

当三个润滑油压力开关中有两个检测到润滑油压力低于0.169MPa时，报警信号发出，机组跳闸。

（3）燃气轮机排气压力高跳闸

当三个排气压力开关中的两个监测到燃气轮机排气压力高于5.5kPa时，报警信号发出，机组跳闸。

（4）燃气供气压力低跳闸

当三个燃气供气压力开关中的两个监测到的燃气压力低于2.7MPa延时1s后，报警信号发出，机组跳闸。

（5）转子轴向位移大（推力瓦磨损）跳闸

当转子轴向位置探头检测到燃气轮机侧大于+0.8mm或蒸汽轮机侧小于-1.5mm时，报警信号发出，机组跳闸。

（6）燃气轮机熄火跳闸

当下列任一条件发生时，报警信号发出，机组跳闸：

1）在点火后并网前，任一燃烧器（#18、#19）上的两个火焰检测器检测不到火焰。

2）在并网后，负荷不平衡（蒸汽轮机-发电机）≥13%。

（7）火灾跳闸

当燃气轮机罩壳内两个火灾探测器都感应到发生火灾，报警信号发出，机组跳闸。

（8）电超速跳闸

当下列任一条件发生时，报警信号发出，机组跳闸：

1）当机组转速超过3300r/min时，主E-OST设备动作。

2）当机组转速超过3330r/min时，备用E-OST设备动作。

（9）TCS 硬件故障跳闸

当 TCS 出现硬件故障时，报警信号发出，机组跳闸。

（10）燃料控制阀异常跳闸

当下列任一条件发生时，报警信号发出，机组跳闸：

1）在点火后 5～25s 期间，流量控制阀（主燃料、值班燃料）的差压≥0.589MPa。

2）在点火后 5～25s 期间，流量或压力控制阀（主燃料、值班燃料）全开。

3）燃料压力/流量控制阀（主燃料、值班燃料）控制信号和实际阀位的偏差超过 ±5% 并持续 10s。

（11）防喘阀异常跳闸

当发生下面任一条件时，报警信号发出，机组跳闸：

1）中压或低压防喘阀在机组升速到 2815r/min 并延时 20s，或到额定转速没有全关。

2）中压或低压防喘阀在机组降速到 2800r/min 没有全开延时 3s。

3）高压防喘阀在启动信号发出 20s 后，没有全关。

（12）燃气泄漏跳闸

当燃气轮机罩壳内三个燃气检测探头中有两个检测到燃气浓度高高时，报警信号发出，机组跳闸。

（13）燃气轮机排气超温跳闸

当下列任一条件发生时，报警信号发出，机组跳闸：

1）排气温度的平均值≥620℃。

2）排气温度的平均值超过排气温度基准值（EXREF）≥45℃。

（14）叶片通道温度超温跳闸

当下列任一条件发生时，报警信号发出，机组跳闸：

1）叶片通道温度（BPT）的平均值≥680℃；

2）BPT 的平均值超过 BPT 的基准值（BPREF）≥45℃。

（15）叶片通道温度偏差高跳闸

当 BPT 温度偏差 >30℃或 < －60℃且相邻 BPT 偏差 >20℃或 < －30℃，或者相邻两侧其中一个 BPT 温度变化趋势≥1 或≤ －1，并延时 30s，燃气轮机自动跳闸。

（16）燃烧器压力波动高高跳闸

当下列任一条件发生时，报警信号发出，机组跳闸：

1）当 24 个传感器（20 个压力波动传感器和 4 个加速度传感器）中有 2 个传感器检测到的数值高于跳闸设定值。

2）当有 2 个压力波动传感器达报警值，燃气轮机执行 RUNBACK。如至 60% 负荷时仍有 2 个或以上预报警，报警信号发出，机组跳闸。

（17）低频跳闸

机组并网运行转速≤2820r/min（47Hz）延时 0.1s 跳闸。

（18）润滑油供油温度高跳闸

当润滑油供油温度超过 65℃时，机组跳闸。

（19）启动装置跳闸

当下列任一条件发生时，报警信号发出，机组跳闸：

1）启动装置接启动令后在 10s 内未启动。

2）启动装置接停运令后120s内未停运。

3）启动装置故障跳闸。

（20）发电机保护动作，机组跳闸

（21）燃烧器旁路阀异常跳闸

当旁路阀控制信号（BYCSO）与实际阀位偏差超过±5%并持续10s，报警信号发出，燃气轮机跳闸。

（22）IGV异常跳闸

当IGV控制信号（IGVCSO）与实际位置偏差超过±5%并持续10s，报警信号发出，燃气轮机跳闸。

（23）燃料控制阀异常跳闸

值班燃料流量控制阀、压力控制阀以及主燃料流量控制阀、压力控制阀A/B的控制信号与实际位置偏差超过±5%持续10s，报警信号发出，燃气轮机跳闸。

（24）输入信号故障跳闸

当三个发电机功率信号中两个故障或三个燃烧室压力信号中两个故障或三个润滑油温度信号中两个故障或三个机组转速信号中两个故障，或全部BPT或EXT信号故障，或两个主燃料流量控制阀压力差信号都故障或两个值班燃料流量控制阀压力差信号都故障时，报警信号发出，燃气轮机跳闸。

2. 蒸汽轮机相关跳闸条件

（1）凝汽器真空低跳闸

当三个压力开关中两个检测到凝汽器真空低于-74kPa，报警信号发出，机组跳闸。

（2）低压缸排汽温度高跳机

当三个温度热电偶中两个检测到超过120℃时，报警信号发出，机组跳闸。

（3）安全油压力低跳闸

当安全油压低于6.9MPa时，报警信号发出，所有的燃料阀和蒸汽轮机蒸汽阀关闭，机组跳闸。

（4）输入信号故障跳闸

当三个蒸汽轮机低压缸排汽温度信号中两个故障或三个蒸汽轮机中压缸进汽压力信号中两个故障，报警信号发出，机组跳闸。

3. 锅炉相关跳闸条件

1）高压汽包水位高高值为+200mm。

2）高压汽包水位低低值为-630mm。

3）中压汽包水位高高值为+200mm。

4）中压汽包水位低低值为-350mm。

5）低压汽包水位高高值为+200mm。

6）低压汽包水位低低值为-1290mm。

4. 发变组相关跳闸条件

（1）发变组全停

1）主变压器差动保护

2）主变压器阻抗保护

3）主变压器过励磁保护

4）主变压器高压侧零序过电流保护
5）主变压器高压侧间隙电流零序过电压保护
6）220kV 断路器非全相保护
7）220kV 断路器失灵保护
8）主变压器瓦斯保护
9）主变压器压力释放（出口压板未投入，只投入信号）
10）主变压器冷却器全停保护
11）主变压器温度保护
12）厂用高压变压器差动保护
13）厂用高压变压器复合电压过电流保护
14）厂用高压变压器瓦斯保护
15）发电机出口断路器失灵保护
（2）发电机全停
1）发电机差动保护
2）发电机定子匝间保护
3）发电机定子 100% 接地保护
4）发电机转子两点接地保护
5）低压记忆过电流保护
6）发电机定子对称过负荷保护
7）发电机负序过负荷保护
8）发电机突加电压保护
9）发电机起停机保护
10）励磁变速断保护
11）励磁变过电流保护
12）励磁系统故障保护
13）励磁变温度保护
（3）解列灭磁
1）发电机定子过电压保护
2）发电机过励磁保护
3）发电机失磁保护
（4）解列
1）发电机逆功率
2）发电机失步保护

（二）自动停机条件

1. 燃气轮机不完全加速（三个条件满足其一）

1）燃气轮机在点火之后 25min 之内没有达到额定转速（3000r/min）。

2）在启动期间未达额定转速前，实际转速低于参照转速，差值大于额定速度的 3%，即 90r/min。

3）在启动期间未达额定转速前，实际转速小于参照转速的时间达 30s。

2. 机组 RUNBACK 后（三个条件满足其一）

1）透平叶片通道温度波动大。

2）透平叶片通道温度偏差大。

3）发电机定子绕组温度大于 105℃且机组负荷大于 200MW 延时 300s。或者，发电机定子绕组温度大于 105℃且机组负荷小于 200MW。

（三）负荷回切（RUNBACK）

1）燃烧器压力波动大（燃气轮机负荷大于 159MW）。如机组负荷减至预设值时报警仍然存在，机组立即跳闸。

2）燃气压力低（燃气轮机负荷大于 132MW）。

3）燃气温度不正常，＞230℃或＜与负荷对应的低值（满负荷对应低值为 160，燃气轮机负荷大于 132MW。

4）转子冷却空气温度高过 235℃，延时 300s（燃气轮机负荷大于 132MW）。

5）高压过热蒸汽温度＞546℃并延时 15s（燃气轮机负荷大于 132MW）。

6）再热蒸汽温度＞574℃并延时 15s（燃气轮机负荷大于 132MW）。

7）发电机定子绕组温度大于 105℃（机组负荷大于 200MW）。

四、典型事故案例

（一）轴承箱渗油，接触高温管道后着火

1. 事故现象

1）消防系统、报警系统启动，着火区域发出声光报警。

2）集控室火灾电脑监控屏显示有相关报警。

3）着火处有明火及烟气，并伴随有刺激气味。

4）着火处灭火系统在条件满足后自动启动灭火，消防水泵连锁启动。

5）操作员站可能有相关系统故障的各种报警，如轴承振动大、轴承金属温度高、润滑油压低等。

6）润油滑油箱油位下降。

2. 处理步骤

1）当出现声光报警时，立即派人员到现场确认火灾情况，如属误报，复归报警，并通知检修人员到场处理。

2）如发现明火影响机组安全运行，应立即紧急停机，如有需要破坏凝汽器真空。

3）拨打 119 或厂内消防电话通知消防人员。

4）检查确认灭火系统是否自动投入，如果没有自动投入，应立即手动启动相关区域喷水灭火系统。

5）组织人员，配戴正压式呼吸器或防毒面具，携带移动式灭火器进行灭火，并对现场可燃物、无关人员进行疏散。

6）如果火势较大，无法立即控制住，则在停机过程中应进行发电机排氢，关闭燃料供应系统相关阀门，主厂房内燃料系统管道排空，同时加强主厂房通风。

7）如有需要应及时对润滑油箱和管道内存油进行疏排。

3. 油系统着火的预防措施

1）注意保持主油箱的负压运行，检查确认主油箱排烟系统畅通和排烟风机运行状况。

2）加强对油管路的检查，检查法兰结合处是否用铁皮包裹完好；检查法兰结合处时，要注意是否滴油，发现有滴油现象的情况，及时联系检修人员处理；如滴油到高温管道时，要立即采取措施，用容器接住，防止油滴到高温管道上。

3）检查油系统附近的高温管道保温是否完好，发现保温缺少的管道应联系检修人员及时处理。

4）加强油温、各轴瓦回油温度和流动状况的监视，防止油温超过规定值。

5）在顶轴油泵运行时，要对顶轴油泵出口油压和管路进行检查，防止管路油压超过规定值发生破裂泄漏。

6）油系统有动火工作时，一定要严格执行动火工作的有关规定。

7）定期检查消防设施是否完好，并熟悉使用方法。

（二）蒸汽轮机水冲击

1. 事故现象

1）蒸汽轮机内以及主、再热蒸汽管有水击声。

2）机组振动增加，严重时发生强烈振动。

3）机组轴向位移异常变化或转子轴向窜动，推力瓦块温度及回油温度升高。

4）蒸汽轮机大量进水或进低温蒸汽时，白色蒸汽将从有关阀门、蒸汽轮机轴封、汽缸结合面等处冒出。

5）主蒸汽或再热蒸汽温度指示急剧下降。

6）缸体胀差明显变化。

7）蒸汽轮机上、下缸温差增大。

8）机组轴承金属的温度和回油的温度可能异常升高。

2. 事故原因

1）给水自动调节失灵，造成汽包满水。

2）蒸汽温度、蒸汽压力控制系统故障，造成锅炉侧主蒸汽压力、温度急剧下降。

3）过热器或再热器减温器喷水调节阀失灵打开。

4）主汽管、蒸汽轮机本体疏水不彻底。

5）轴封汽管疏水不畅或轴封蒸汽带水。

3. 处理步骤

1）确认蒸汽轮机发生水冲击，应立即紧急停机。

2）停机过程中应严密监视推力轴承金属温度及回油温度，轴向位移，上、下缸温差，各缸胀差，机组振动的变化，并准确记录惰走时间。

3）尽快切断有关汽源、水源，加强主、再热汽管以及本体、轴封汽管等的疏水。

4）蒸汽轮机因水冲击而停机时，若惰走时间明显缩短，轴向位移、推力轴承温度、振动超限或机内有异响，应汇报有关领导，以决定是否开缸检查。

5）转子投盘车后，要特别注意盘车电流是否异常增大或晃动，严禁强行盘车。

6）紧急停机后必须连续盘车 24h，同时所有汽缸温差等控制参数均正常后，方可重新启动。

（三）集控室操作员站电脑显示器失电，无法监视参数

［说明］

惠州 LNG 电厂机组正常情况下是在集控室操作员站监视机组运行情况的，另外在各台

机组热控包内还分别装有一台监视电脑，用于监视机组的运行情况，但公用系统的监视只能在集控室。由于联合循环机组正常运行中几乎全部为自动控制，因此在出现集控室无法监盘情况时，可不必立即紧急停机。

1. 事故现象

1）集控室操作员站电脑显示器全部黑屏。

2）集控楼公用 UPS 母线失电/集控楼公用 UPS 馈线柜至集控室 DCS 操作员站负荷开关在断开位置。

3）集控楼 APS 电源配电柜失电/集控楼 APS 电源柜至集控室 DCS 操作员站负荷开关在断开位置。

4）热控包内电脑监视画面显示集控楼公用 UPS 故障告警。

2. 处理步骤

1）发现集控室操作员站所有显示器黑屏，应立即派人至现场确认 220kV 母线电压、机组运行是否正常，并派人至热控包监视机组运行情况。

2）若 220kV 母线电压正常、机组运行正常、机组热控包内电脑可正常监视机组运行状况，则安排人员在机组热控包监视机组运行情况，公用系统由人现场加强巡视，派人查找事故原因，并联系检修人员协助处理。

3）派人至集控楼 6.5m 电子设备间，查看集控楼公用 UPS 装置和 APS 电源配电柜就地情况。

4）若集控楼公用 UPS 装置故障，则确认旁路柜是否工作正常，如果正常应切换至旁路供电，恢复供电后联系热控人员重启电脑。

5）若集控楼 APS 电源配电柜内负荷开关跳开，则可尝试再次送电。

6）事故处理结束后，恢复相关负荷。

（四）机组启动过程中，蒸汽轮机高压旁路阀无法开启

1. 事故现象

1）操作员站上高压旁路阀显示反馈状态与开度指令不一致，并且指令值不断增大。

2）高压旁路阀前蒸汽压力、高压汽包压力不断上升，汽包水位不断降低。

3）操作员站上可能出现“高压过热器出口蒸汽压力高”告警。

4）操作员站上可能出现“高压汽包压力高”告警。

5）高压主汽压力电磁泄放阀自动打开，并告警。

2. 事故原因

1）高压旁路阀机械卡涩，导致阀门开启受阻。

2）高压旁路阀气动机构控制器故障，或高压旁路阀贮气罐或仪用空气管出现大的泄漏，或高压旁路阀仪用空气气源阀被误关，导致高压旁路仪用空气压力低，使阀门无法正常动作。

3）高压旁路阀被误动，就地在手动机械操作状态。

4）高压旁路阀控制回路故障。

5）热控信号异常。

3. 处理步骤

1）派人至高压旁路阀就地检查阀门状态。

2）如机组未并网，则应推迟并网，如果机组已在加负荷阶段，则退出 ALR ON，稳定或手动降低机组负荷。

3）在缺陷处理结束前，可手动开启高压蒸汽系统各疏水阀泄压，减缓压力上升速度，维持最低负荷等待检修人员到场处理。

4）检查是否气源不正常，应尽量恢复工作气源，若管道存在大量泄漏无法恢复气源，应申请停机处理。

5）将高压旁路阀切至“手动”，尝试开启高压旁路阀，如果可以开启，则手动控制阀门开度，压力稳定后再尝试投回“自动”控制，监视其动作情况是否正常。

6）配合检修人员尝试手动摇开高压旁路阀，开启一定开度后，将高旁投入“自动”观察高旁动作是否正常。

7）如果高压主蒸汽压力高，且高压电磁泄压阀已动作，应注意高压汽包水位情况，控制高压汽包水位不要出现大的波动，等压力下降后，注意观察高压电磁泄压阀自动关闭。

8）如检修人员确认无法处理，应申请停机处理。

（五）凝汽器钛管泄漏

1. 事故现象

1）DCS 显示凝结水电导率大于正常值（正常值≤0.3μS/cm）且快速不断升高。

2）DCS 显示凝结水钠含量大于正常值（正常值≤5ppb）且快速不断升高。

3）DCS 可能有“凝汽器检漏装置异常”、“凝结水电导率超标”等报警。

4）凝汽器轻微泄漏时，化学终端机上显示的凝结水、炉水电导率（尤其是高、中压炉水电导率）有升高趋势、相应 pH 值有降低趋势，并可能伴随出现水汽品质数据黄色超标报警。

5）凝汽器水位可能有上升趋势。

2. 处理步骤

在凝结水相关参数出现异常后，应及时联系化学人员手工取样化验，核对判断确认凝汽器发生泄漏以后，按表 7-4 给出的对应等级进行处理。

表 7-4 凝汽器泄漏处理

处理等级	处理值 （检漏装置水样）	主机处理措施	化学处理方法
一级 （72h 内恢复）	凝结水中，5ppb≤Na^+≤10ppb；DCS 凝结水电导率≥0.3μS/cm 并有不断升高趋势	1. 提高连排开度，适当加大底部排污 2. 循环水加锯末屑堵漏	人工取样分析凝结水中的 Na^+ 与检漏在线钠表接近，则判断为凝汽器轻微漏海水 1. 提高炉水磷酸盐加药量，确保炉水 pH > 9.3 2. 取样检测蒸汽中的 Na^+，确认 Na^+ ≤3ppb
二级 （24h 内恢复）	凝结水中，10ppb≤Na^+≤20ppb；DCS 凝结水电导率≥0.4μS/cm，化水终端机凝结水电导率有升高趋势	1. 提高连排开度，加大底部排污 2. 循环水加锯末屑堵漏 3. 适当降低机组负荷 4. 适当降低循环水母管压力	人工取样分析凝结水中的 Na^+ 与检漏在线钠表接近，则判断为凝汽器中度漏海水 1. 提高炉水磷酸盐加药量，确保炉水 pH 不低于 9.0 2. 退出 1 个磷酸盐箱运行，往另一个磷酸盐溶液箱中加入 1 或 2 瓶 NaOH 分析液 3. 观察炉水 pH 值，并调整磷酸盐和 NaOH 加药量，确保炉水 pH > 9.3 4. 取样检测蒸汽中的 Na^+，若 Na^+ ≤5ppb 则继续维持观察和检测，若蒸汽 Na^+ ≥5ppb 并迅速恶化，申请停机

（续）

处理等级	处理值 （检漏装置水样）	主机处理措施	化学处理方法
三级 （4h 内有好转）	凝结水中，20ppb≤Na^+<400ppb；DCS 凝结水电导率≥0.65μS/cm，化水终端机凝结水电导率升高较快，并可能大于报警值10μS/cm；炉水中，8.5≤pH≤9.2	1. 全开连排开度，加大底部排污 2. 循环水加锯末屑堵漏 3. 降低机组负荷 4. 降低循环水母管压力 5. 补充除盐水，条件许可时适当排补凝结水；提醒化学人员保证除盐水供给 6. 做好停机准备 7. 水质4h内不好转，则申请停机	人工取样分析凝结水中的 Na^+ 与检漏在线钠表接近，则判断为凝汽器严重漏海水 1. 提高炉水磷酸盐加药量，确保炉水 pH>9.0 2. 往2个磷酸盐溶液箱中各加入1或2瓶NaOH分析液 3. 观察炉水pH值，并调大磷酸盐和NaOH加药量，确保炉水pH>9.0 4. 取样检测蒸汽中的 Na^+，若 Na^+≤5ppb则继续维持观察和检测。若蒸汽 Na^+≥5ppb并迅速恶化，应申请停机
四级 （紧急停机）	凝结水中的 Na^+≥400ppb，或炉水pH≤7.0；DCS凝结水电导率≥1.0μS/cm，化水终端机凝结水电导率升高较快，并大于报警值10μS/cm	1. 全开连排开度，加大底部排污 2. 申请紧急停机 3. 加大补充除盐水，条件许可时适当排补凝结水 4. 中、高压给水泵停止时通知化学停止加药	人工取样分析凝结水中的 Na^+ 与检漏在线钠表接近，则判断为凝汽器大量漏海水。锯末堵漏效果不明显 1. 提高炉水磷酸盐加药量，确保炉水 pH>9.0 2. 2个磷酸盐溶液箱中各加入2瓶NaOH分析液 3. 观察炉水pH值，并调大磷酸盐和NaOH加药量，确保炉水pH>9.0 4. 取样检测蒸汽中的 Na^+，若 Na^+≤5ppb则说明蒸汽品质污染尚不严重；若蒸汽中的 Na^+≥5ppb并迅速恶化，说明蒸汽品质已严重恶化 5. 锅炉给水泵停运后，即停止加磷酸盐
注意	1. 凝汽器检漏装置相对灵敏，机组停运后测量值会缓慢升高超出正常值（小于0.3μS/cm），期间运行人员监视应以DCS显示钠含量和化学汽水终端机的凝汽器电导率值作为判断依据 2. 机组启动约2h后，凝汽器检漏装置电导值应恢复至正常值（小于0.3μS/cm） 3. 如果在机组并网前发现凝结水水质异常，应推迟机组并网，待消除缺陷，凝结水、炉水各项指标合格后方可并网，如果不能消除缺陷应当停机处理 4. 在异常处理的每一级中，如果在规定的时间内尚不能恢复正常，则应采用更高一级的处理方法 5. 当凝汽器发生泄漏后，在机组停机后再次启动点火前务必尽可能排放完已渗入海水的凝汽器热井存水，防止高浓度的氯离子进入炉管发生腐蚀。同时观察和适时检测凝结水钠含量的变化趋势，当 Na^+≤20ppb后可停止凝结水排放，做开机准备		

第八章　联合循环机组水汽监督

第一节　概　　论

锅炉给水系统是指给水和给水的主要组成部分（如凝结水、疏水）的输送管道及加热设备。

锅炉炉水系统是指给水进入汽包后，把水加热成为汽水混合物的水循环系统设备和管道。

金属表面与其周围介质发生化学或电化学作用而遭到破坏的现象称为腐蚀，按其本质不同可分为电化学腐蚀和化学腐蚀两类。在电化学腐蚀过程中有电流产生，金属处于潮湿的地方或遇到水时，这一类腐蚀特别容易发生。在化学腐蚀过程中没有电流产生，而是金属表面与其周围的介质直接进行化学反应，使金属遭到破坏。在锅炉热力设备系统中发生的腐蚀都属于电化学腐蚀。

影响电化学腐蚀的因素可分为金属本身的内在因素和周围介质的外在因素两方面。金属本身的内在因素有金属的种类（性质）、结构、所含杂质及金属表面状态、内部应力等；而周围介质的外在因素有介质的种类（化学性质）、温度、压力、流速、所含杂质（溶氧量、CO_2 量、盐类含量与成分）、pH 值等。

所以防止金属电化学腐蚀的方法主要从金属设备选材和周围介质两方面着手。对于已建成投入使用的锅炉设备及其水汽系统，系统材质已经确定了，所以锅炉水处理和水汽监督就是从介质处理的角度防止或减少热力系统中的金属腐蚀，以保证设备安全和延长设备使用寿命。

一、水汽品质监督的目的

1）为了防护锅炉给水系统腐蚀、结垢，并且为了锅炉排污率不超过规定数值的前提下，保证锅炉水质合格，必须对给水水质进行监督。

2）为了防止锅内结垢、腐蚀和蒸汽品质不良积盐，必须监督对锅炉炉水水质进行监督。

3）为了防止蒸汽通流部分特别是蒸汽轮机内积盐，必须对锅炉产生的蒸汽品质进行监督。

二、390MW 燃气-蒸汽联合循环机组水汽流程

流程大致如下：

补给水→凝汽器→凝结水泵→低压省煤器→低压汽包（低压蒸发器）→低压过热器→蒸汽轮机低压缸

补给水→凝汽器→凝结水泵→低压省煤器→低压汽包→中压给水泵→中压省煤器→中压汽包（中压蒸发器）→中压过热器→再热器→蒸汽轮机中压缸

补给水→凝汽器→凝结水泵→低压省煤器→低压汽包→高压给水泵→高压省煤器→高压汽包（高压蒸发器）→高压过热器→蒸汽轮机高压缸

第二节　给水水质调节与监督

一、给水调节的方法和目的

为了防止给水系统金属腐蚀，通常采用的方法是除掉给水中的溶解氧，并提高给水的pH值，这种处理方法称为“给水碱性水规范”。通常使用氨和联氨这类挥发性药品处理给水，这种处理方法又称“挥发性处理”。

二、给水除氧处理

在高压以上机组中，一般同时采用热力除氧和化学除氧两种方法。热力除氧法可将给水中绝大部分溶解氧除掉，化学除氧法可消除热力法难以完全除尽的残留溶解氧，所以这两种方法是互为补充的。

（一）热力除氧

热力除氧原理——气体溶解定律（即亨利定律）：任何气体在水中的溶解度与此气体在气水界面上的分压力成正比。当气水界面上的水蒸汽分压接近液面上的全压力时，液面上其他气体的分压力即接近于零，水就不再具有溶解气体的能力，并且溶解在水中的气体也将全部分离出来。蒸汽轮机组的凝汽器具有很高的真空度，化学补给水进入凝汽器，水中的溶解氧可大部分解吸除去，所以一般大型火力发电机组大都采用补给水送入凝汽器进行预除氧的补给方式。

影响热力除氧效果的主要因素：补给水的稳定性和雾化情况、排气的通畅情况、相应压力与饱和温度的匹配度、进水方式、蒸汽加热的均匀性、工作负荷等。

（二）化学除氧

1. 联氨除氧的原理及其他作用

用来进行给水化学除盐的药品，必须具备能迅速地和氧完全反应，反应产物和药品本身对锅炉的运行无害等条件。对于高压及更高参数的锅炉化学除氧常用的药品是联氨。市售联氨一般是含量为40%的水合联氨，水合联氨在常温下挥发性不大，遇火不易燃烧爆炸。

联氨在碱性水溶液中是一种很强的还原剂。它可将水中的溶解氧还原，反应如下：

$$N_2H_4 + O_2 \rightarrow N_2 + 2H_2O$$

反应产物和对于热力系统的运行没有任何害处，用联氨除去给水中氧就是利用了它的这种化学性质。

联氨和水中溶解氧的反应速度受温度、pH值和联氨的过剩量的影响。温度越高，反应越快，水温低于50℃时反应速度很慢，超过150℃时反应速度很快。联氨必须处在碱性水中才能是强的还原剂，所以，维持适当的pH值是一个很重要的条件，当pH值在9～11时反应速度最大。联氨过剩量越多，反应速度越快，除氧效果越好，但是过剩量太大不仅会多消耗药品，而且可能使反应不完全的联氨带入生活环境，产生不安全问题。

除上述作用以外，联氨在高温（$T>200$℃）水中，可将Fe_2O_3还原成Fe_3O_4以至Fe，

将 CuO 还原成 Cu_2O 或 Cu，反应式如下：

$$6Fe_2O_3 + N_2H_4 \rightarrow 4Fe_3O_4 + N_2 + 2H_2O$$

$$2Fe_3O_4 + N_2H_4 \rightarrow 6FeO + N_2 + 2H_2O$$

$$2FeO + N_2H_4 \rightarrow 2Fe + N_2 + 2H_2O$$

$$4CuO + N_2H_4 \rightarrow 2Cu_2O + N_2 + 2H_2O$$

$$2Cu_2O + N_2H_4 \rightarrow 4Cu + N_2 + 2H_2O$$

联氨的这些性质可以用来防止锅内结铁垢和铜垢。

另外，N_2H_4 遇热分解

$$3N_2H_4 \rightleftharpoons N_2 + 4NH_3$$

在没有催化剂的条件下，N_2H_4 的分解速度决定于温度。250℃时，其分解速度约 10%/min。

根据上述联氨的性质，机组启动时，由于给水含氧量较高和一部分联氨要消耗在与金属氧化物的还原上，所以联氨的加入量要高于正常运行的剂量，有时要高出 1 倍。

2. 联氨溶液的配制和加药系统

联氨溶液一般使用除盐水配制成 0.1% ~0.3% 的含量，在溶液箱内搅拌均匀。而浓联氨溶液转入溶液箱的方式有多种：可以采购小瓶包装的人工倒入的方式，或可采用大桶包装的用插桶泵抽转的方式，或可以采用水力喷射器抽吸入溶液箱。若机组多、使用量较大，可以选择设计为贮存罐 + 计量输药泵的方式贮存浓联氨和稀释配制药液，这种系统既减少多次采购的繁琐，又能降低贮存风险和保证人身安全。

联氨加药系统一般由溶液箱和加药计量泵组成，一个加药点对应一台加药计量泵，然后根据运行泵的台数选择系统的备用泵的台数。加药泵的性能参数由给水流量和加药点的压力决定。因为联氨是一种缓蚀还原性药品，对系统溶液箱和加药泵的材质没有特殊要求，一般钢制产品就能满足其长期使用的需要。

3. 联氨加药点的选择和加药控制方式

联氨加药点的位置对于其使用效果有重要影响，因此应根据热力系统的具体情况，合理选择联氨加药点。选择加药点的主要原则如下：

1）加药点的水质达到碱性。

2）有利于联氨与水中溶氧快速反应，并充分发挥联氨的缓蚀作用。

3）可以最大范围保护热力系统和设备。

4）加药点压力较低、加药管路安装检修简单易行，以降低设备投资和检修风险。

5）进入系统的联氨药剂不会浪费或形成聚集死角。

目前，联氨加药点一般选择在除氧器给水箱、下水管，给水泵进口母管、凝结水泵后出水母管。对于燃气-蒸汽联合机组，一般有两个联氨加药点：一个是给水加联氨的加药点，选择在凝结水泵出口母管；另一个是闭式循环水加联氨的加药点，选择在闭式循环水泵出口母管。

联氨加药的控制方式根据设备配置先进程度不同可以选择不同加药方式。随着我国节能变频技术的成熟与应用，加药泵在选择手动冲程计量的同时，配置电动机变频装置以达到精确调节的目的。若在线联氨表和 PLC 控制系统完善，则可以利用给水流量、联氨表计信号实现加药系统全自动控制。

三、给水 pH 值的调节

为了防止给水对热力系统金属设备的侵蚀，除了消除其溶氧外，还必须调节水的 pH 值。因为随着水的 pH 值增大，钢铁的腐蚀明显减少。试验表明，把高温水的 pH 值从 8 提高到 10，对减少钢铁腐蚀有明显的效果。但是，常温下水的 pH 值达到 9 以上时，铜的腐蚀随着 pH 值的增大而明显增大，所以从热力系统的不同材质金属的防腐蚀效果全面考虑，一般把给水的 pH 值调节在 8.8～9.3 的范围内；而对于铜材很少的热力系统和非水冷发电机系统，给水的 pH 值调节可以提高到 9.2～9.6 的范围内。调节给水 pH 值的方法是通常采用在给水中加氨，常称给水加氨处理。

（一）原理

氨溶于水称为氨水，氨水呈碱性。给水 pH 值低的主要原因是水中 CO_2 的存在，所以加氨就是用氨水的碱性中和水中碳酸的酸性。

NH_3 和 CO_2 溶解在水中发生下列平衡：

$$NH_3 + H_2O \rightleftharpoons NH_4OH \rightleftharpoons NH_4^+ + OH^-$$

$$CO_2 + H_2O \rightleftharpoons H_2CO_3 \rightleftharpoons H^+ + HCO_3^-$$

$$HCO_3^- \rightleftharpoons H^+ + CO_3^{2-}$$

碳酸和氨水的中和反应有以下两步：

$$NH_4OH + H_2CO_3 \rightarrow NH_4HCO_3 + H_2O$$

$$NH_4OH + NH_4HCO_3 \rightarrow (NH_4)_2CO_3 + H_2O$$

在锅炉蒸汽轮机机组，氨是随水和蒸汽在系统内循环，因为氨是一种挥发性物质，进入锅炉后会随蒸汽挥发出来。通过蒸汽轮机后，随排汽进入凝汽器，在凝汽器中一部分 NH_3 被抽气器抽走，余下的转入凝结水中。当凝结水进入除氧器后又会除掉一部分 NH_3。所以，机组运行时 NH_3 会在抽气、排汽和排水过程中不断损耗，氨的实际加入量只是补充机组运行中氨的损耗量。最大限度地减少水汽循环系统内的 CO_2 含量和水汽损失，不仅可以降低氨的消耗量，而且有利于提高给水的氨处理效果。

用氨处理时，在热力系统中会出现某些部位氨过多，另一些部位氨过少的矛盾，这是因为 NH_3 和 CO_2 的分配系数有很大的差别。“分配系数”也称“相对挥发度”，是指汽水两相共存时某物质在蒸汽中的含量与该物质在水中含量的比值。分配系数越大，表明该物质在汽相中的含量越大，在液相中含量越小。在相同温度下，CO_2 的分配系数远远大于 NH_3 的分配系数，所以，当水蒸汽冷凝成凝结水时，最初形成的凝结水中的 NH_3 和 CO_2 比值要比蒸汽中大。同理，在水蒸发成蒸汽时，最初形成的蒸汽中的 NH_3 和 CO_2 比值要比水中小。这样，当采用氨处理给水时，在热力系统各部位中的 NH_3 和 CO_2 分布就不大相同。

（二）加药

加氨处理的药剂可以是液氨或高纯浓氨水，通常配制成 0.3%～0.5% 的稀溶液作为系统用药。由于 NH_3 为挥发性物质，因此不论在热力系统的哪一部位加药，都可以使整个汽水系统中分布有 NH_3。通常把稀氨水（NH_3）加入补给水、给水或凝结水中，因为联氨与氧反应需要碱性溶液条件，所以氨的加药点一般在联氨加药点之前或同一地点加入。因为氨的挥发特性，在水汽经过凝汽器和除氧器后，一部分氨将被除去，所以水中的氨含量将会显著降低。为了及时补充水中的氨含量，维持给水的 pH 值，所以通常将氨加入点选在凝结水泵

出口或除氧器出水口。

因为加药点基本一致，所以氨加药设备和联氨加药设备基本一致。加氨控制方式的不同在于给水在线表计的信号是来自在线 pH 表还是电导率表，即利用给水流量、给水 pH 表或电导率表的信号来实现加氨系统全自动控制。

四、给水监督的内容

从上述给水加联氨以及加氨的目的知道，给水氧含量和给水 pH 值是反映给水加药效果的指标；同时，为了控制加氨、加联氨的药量，监督给水的电导率（氨含量）和联氨残余量也是必要的。通常，为了全面监督给水水质和系统腐蚀情况，给水水质的监督内容包括：溶氧量、pH 值、电导率、联氨量、铁含量、铜含量、二氧化硅含量。随着自动化表计的应用与发展，目前溶氧量、pH 值、电导率、联氨量、二氧化硅含量已普遍采用在线实时监测，而铁、铜含量的分析目前仍采用人工取样分析。

第三节　炉水水质调节与监督

经过给水水质调节以后，锅炉给水水质得到改善，对保证热力设备安全运行起到很重要的作用。但是给水进入锅炉以后，水通过吸收炉膛热能，其压力和温度不断升高，液态水变成蒸汽，这时各种盐类和金属腐蚀产物的溶解特性及蒸汽对它们的携带性能，都与常温或低温状态下不同。如控制不当，它们会在炉管管壁上、过热器和蒸汽轮机内沉积，因此还必须对炉水水质进行调节。

一、水垢、水渣的定义与危害

锅炉设备经过一段时间运行后，在受热面与水接触的管壁上生成一些坚硬的固态附着物的现象通常称为结垢，这些附着物称为水垢。另外，在锅炉水中析出的固态物质，有些悬浮在锅炉水中，有些沉积在汽包和下联箱底部等水流缓慢处，形成沉渣，这些呈悬浮状态和沉渣状态的物质称为水渣。

由于水垢的导热性能很小，所以水垢会降低热力设备的传热效率，增加热损失。结有水垢的炉管往往因传热不良，局部炉管过热而产生蠕变、鼓包、破裂、爆管或引起沉积物下炉管腐蚀减薄、穿孔等。

锅炉中水渣太多，会影响锅炉的蒸汽品质，严重时可能堵塞炉管，在热负荷高的情况下，水渣也可转化为水垢。所以，通常采取锅炉汽包连续排污和下联箱底部定期排污的办法及时排除水渣。

二、炉水调节的方法和目的

汽包锅炉的炉水水质调节，就是通过向锅炉水中投加某种化学药剂，使结垢物质呈水渣析出，或呈溶解、分散状态，通过排污排出炉外的一种防垢方法。在发电厂的锅炉中，最宜用作锅内防垢处理的药品是磷酸盐。向炉水中投加磷酸盐的这种处理方法，称为磷酸盐防垢处理，俗称磷酸盐处理（Phosphate Treatment，PT）。

向炉水中简单加入磷酸三钠的处理方式称为磷酸盐处理方式。为了防止产生游离氢氧化

钠，在加入磷酸三钠的同时适当添加磷酸氢二钠，维持 Na^+ 与 PO_4^{3-} 的摩尔比为 2.6～3.0[㊀]，炉水 pH 值为 9～10，这种炉水处理方式称为协调 pH-磷酸盐处理（Congruent Phosphate Treatment，CPT[㊁]）。

（一）原理

磷酸三钠（$Na_3PO_4 \cdot 12H_2O$）是一种白色晶体状的固体颗粒，易溶于水，其水溶液呈强碱性。加入锅炉内起以下三个作用：

（1）提高锅炉水的 pH 值和缓冲性

磷酸三钠溶于水后水解析出 OH^-，提高了水的 pH 值。当水中有酸性物质析出 H^+ 时，平衡向右移动；当水中有碱性物质析出时，平衡向左移动。这样，缓冲性为零的给水进入锅炉汽包后，通过加入磷酸三钠，提升并保证锅炉水有足够的缓冲性。

$$PO_4^{3-} + H_2O \rightleftharpoons HPO_4^{2-} + OH^-$$

（2）防止钙镁水垢

在锅炉水呈沸腾状态和 pH 值较高（pH = 9～10）的条件下，炉水中的钙离子与磷酸根离子发生以下反应：

$$10Ca^{2+} + 6PO_4^{3-} + 2OH^- \rightarrow 3Ca_3(PO_4)_6 \cdot Ca(OH)_2 \quad （碱式磷酸钙）$$

生成的碱式磷酸钙是一种松软的水渣，随锅炉排污易排掉，且不会黏附在锅内转变成水垢。当炉水保持一定量的剩余 PO_4^{3-} 时，可以使炉水中钙离子的含量非常小，以至不会达到其生成 $CaSO_4$ 或 $CaSiO_3$ 的溶度积，这样就不会有钙垢形成。

（3）提高锅炉金属的耐腐蚀性

磷酸盐可在锅炉管壁表面上生成磷酸盐保护膜，防止金属腐蚀。

（二）磷酸盐的加入量

锅炉水中的 PO_4^{3-} 含量不宜过低或过高，过低起不到上述防腐、防垢作用，过高会增加炉水的含盐量，影响蒸汽品质，而且有可能生成 $Mg_3(PO_4)_2$、$Fe_3(PO_4)_2$ 水垢。对于 390MW 燃气-蒸汽联合循环机组的余热锅炉，因多个汽包压力不同，建议炉水中 PO_4^{3-} 含量采用与其高一等级压力的控制标准。在凝汽器不泄漏和用除盐水作锅炉补给水的条件下，建议采用 PO_4^{3-} 含量小于 5mg/L 的低磷酸盐处理。当凝汽器泄漏时，要及时增加磷酸盐的加入量，加大排污排渣，在蒸汽品质合格的情况下力保炉水 pH 值。

（三）磷酸盐的加药方式

市场采购的磷酸三钠为固体药品，必须在溶液箱内先配制成 1%～5% 的稀溶液，再通过与汽包压力相匹配的计量泵加入汽包内。对于 390MW 燃气-蒸汽联合循环机组的余热锅炉，低压汽包可不设磷酸盐加药系统；中、高压汽包可以采用单独的磷酸盐加药系统，也可以设计为一个多点加药的综合加药系统。在设置了炉水 PO_4^{3-}、电导率、pH 值在线监测仪表的条件下，可以利用仪表的输出信号实现炉水加磷酸盐的自动控制。

三、炉水监督的内容

从炉水加药处理的内容不难看出，锅炉水水质的日常监督内容有：pH 值（碱度）、PO_4^{3-} 含量、电导率、硅含量、铁含量、铜含量等。

㊀ 一般认为 2.5～2.8 较为稳定安全。

㊁ 协调 pH-磷酸盐处理包括国外所称等成分磷酸盐处理（即 CPT），在我国统称协调 pH-磷酸盐处理。

第四节 蒸汽污染的防治及蒸汽品质和凝结水水质的监督

一、蒸汽污染

锅炉水通过加热蒸发产生蒸汽，蒸汽的品质由蒸汽中杂质含量决定。蒸汽中的杂质通常有氨（NH_3）、二氧化碳（CO_2）等气体杂质和硅酸、钠盐等盐类杂质。蒸汽中的氨（NH_3）主要是由于调整给水 pH 值加入的氨（NH_3）经锅炉受热挥发转入蒸汽中的；蒸汽中的二氧化碳（CO_2）主要是由于补给水中二氧化碳，以及残留的碳酸盐（或重碳酸盐）和凝汽器泄漏时循环冷却水中的碳酸盐（或重碳酸盐）进入锅内分解产生的。蒸汽中的盐类杂质主要源于蒸汽的水滴携带和蒸汽的溶解携带。炉水中各种杂质以水溶液的状态带进饱和蒸汽的现象称为水滴携带（也称为机械携带）。蒸汽因溶解而携带炉水中某些物质的现象称蒸汽的溶解携带。通常蒸汽压力越高，蒸汽的溶解能力越大。例如，压力为 2.94 ~ 3.92MPa 的饱和蒸汽，有明显溶解硅酸的能力，当饱和蒸汽的压力大于 12.74MPa 时还能溶解各种钠化合物如 NaOH、NaCl 等。

由上述可知，饱和蒸汽携带某种物质的量应为其水滴携带与溶解携带之和。压力不同，蒸汽携带盐类物质的情况不同。390MW 燃气-蒸汽联合循环机组余热锅炉有 3 个不同压力的汽包。对于低压汽包，其出口压力仅 0.47MPa，其饱和蒸汽对各种物质的溶解携带量几乎可以忽略，蒸汽中盐类杂质主要是由于水滴携带所致。为了防止盐类因低压蒸汽水滴携带进入蒸汽轮机，所以，一般不建议低压汽包系统作磷酸盐调节处理。对于中压汽包，其出口压力为 3.63MPa，蒸汽中的各种钠盐，主要是由于水滴携带所致；而蒸汽中的硅酸除了水滴携带，还存在溶解携带。对于高压汽包，其出口压力为 10.36MPa，蒸汽中的硅酸主要是由于溶解携带，而蒸汽中各种钠盐主要是由于水滴携带所致。

二、获得清洁蒸汽的方法

影响饱和蒸汽的水滴携带的因素主要有：汽包压力、负荷、水位、运行工况的变动、汽包内部的结构型式以及锅炉水质等。而影响饱和蒸汽的溶解携带要素主要有：蒸汽压力、盐类性质以及锅炉水质。在锅炉运行过程中，为了获得清洁纯净的蒸汽，减少蒸汽通流部位积盐，应采取下述措施。

（1）减少进入炉水中的杂质

锅炉水中的杂质主要来源于给水，至于锅炉本体的腐蚀产物，除新安装的锅炉外，其在锅炉水中的量一般很少。所以要减少锅炉水中的杂质，主要应保证给水水质优良。确保给水品质优良的办法如下：

1）采用优良和可靠的水处理工艺，保证补给水的优良品质。

2）防止凝汽器泄漏，避免蒸汽轮机凝结水被杂质含盐量高的循环冷却水污染；必要时采用凝结水除盐处理，去除凝结水中各种杂质。

3）机组检修停用时，采取合适的热力系统防腐措施，减少系统中金属腐蚀产物。

（2）做好锅炉排污

锅炉运行时，炉水的加药调节处理和蒸发浓缩，会使炉水的含盐量和水渣不断增加，

因此，在锅炉运行中必须经常放掉一部分炉水，并及时补入相同量的给水。锅炉排放部分炉水的操作叫做锅炉排污。锅炉的排污方式通常有连续排污（也称表面排污）和定期排污（也称为底部排污）两种。连续排污是指连续地从汽包中排放锅炉水，其目的是降低炉水的含盐量和含硅量㊀，排除炉水中细微的或悬浮的水渣。定期排污是指定期地从锅炉水循环系统的最低点（通常为水冷壁的下联箱）排放部分锅炉水，其目的是排除沉积在水循环系统下部的水渣。定期排污也可以作为迅速降低炉水含盐量的措施，以补充连续排污的不足。

（3）调整好锅炉的负荷、水位以及锅炉负荷的变化速度

锅炉的运行工况对饱和蒸汽的水滴携带有很大影响，因而也是影响蒸汽品质的重要因素。有时锅炉的运行工况不当，还引起“汽水共腾”现象，此时的现象是：饱和蒸汽带大量水，蒸汽品质急剧恶化，过热蒸汽温度下降。锅炉运行中，若汽包水位过高、锅炉负荷超过临界负荷或负荷突然变化，都容易引起这种现象。

三、蒸汽品质的监督

蒸汽品质的监督是控制蒸汽通流管路和蒸汽轮机积盐的必要手段。从蒸汽携带的杂质种类分析，在给水处理正常的情况下，蒸汽携带的气体杂质氨和二氧化碳一般不会对设备造成威胁；所以锅炉运行中，蒸汽的含盐量和含硅量是蒸汽品质的主要监督内容。考察蒸汽品质的日常监督项目有：电导率、含钠量、含硅量、含铁量、含铜量。随着自动化表计的应用与发展，目前电导率、钠、二氧化硅已普遍采用在线实时监测，而对含铁量、含铜量的分析目前仍采用人工取样分析的方法。

四、凝结水水质的监督

凝结水严格意义上是蒸汽经蒸汽轮机做功后的冷凝水，它的品质应该与蒸汽品质保持一致。但是蒸汽冷凝水进入凝汽器后，由于添加的补给水、泄漏的凝汽器冷却水以及凝汽器的真空环境引入了一些杂质，致使凝结水的品质发生了变化。从必要性来说，凝结水水质监督是给水、炉水品质调节的依据和基础，所以也是蒸汽轮机发电机组必不可少的一项水质监督内容。凝结水水质监督的项目主要有：溶解氧、含钠量、硬度、电导率；机组长时间停运后首次启动中有时还要检测含铁量。

第五节　水汽质异常时的分析和处理

在锅炉及其热力系统中，当某种水汽样品的检查结果表明水或汽的品质不良时，应首先检查其取样是否正确，水样流路是否严密，温度、流量是否符合要求，然后检查仪表是否正常、测定操作是否正确。当确证水汽品质劣化时应研究原因、采取措施、尽快恢复正常。水汽品质与锅炉及其热力系统设备结构、状况和运行工况有关，与加药设备的运行工况、药液质量有关、与进入热力系统的各种水源的水质有关。所以针对具体情况应全面分析，采取措施综合处理。表 8-1 ~ 表 8-4 给出了 390MW 燃气-蒸汽联合循环机组常见的水汽质劣化原因及处理方法，仅供参考。

㊀　盐，是指除硅酸以外所有可溶性盐。硅，是指可溶硅和胶体硅。

表 8-1 凝结水水质劣化原因分析及处理

现 象	一般原因	处理方法
1. 含钠量或硬度含量不合格	凝汽器泄漏	对照“凝汽水水质劣化的三级处理标准及处理方法”处理
2. 溶解氧不合格	1）凝汽器真空部分漏气 2）凝汽器过冷却度太大 3）凝结水泵盘根处有空气漏入 4）大量除盐水补入	1）通知检修处理 2）调整过冷却度 3）检查凝结水泵盘根水封情况，换用另一台泵并检修有缺陷的凝结水泵

表 8-2 给水水质劣化原因分析及处理

现 象	一般原因	处理方法
1. 硬度不合格或浑浊	组成给水的补给水、凝结水的硬度大或浑浊	查明不合格的水源并及时处理，减少不合格水源的使用，加强监督炉水及蒸汽品质，加强锅炉排污，加强炉水磷酸盐处理
2. 溶解氧不合格	1）凝结水溶解氧超标 2）除氧剂加药量不足 3）取样流路不严密	1）查明凝结水溶解氧超标原因，及时消除 2）调整加药量 3）调大水流量，检查漏点，必要时通知设备维护人员消除取样装置缺陷
3. 联氨过剩量低	溶解氧超标准或加药量不足	消除溶解氧过大或调整加药量
4. 电导率不合格	1）组成给水的凝结水、补给水的电导率异常不合格 2）给水加药不正常	1）查明不合格水源，并及时处理，加强监督炉水及蒸汽品质，加强锅炉排污 2）检查加氨、加联氨设备和调整加药量
5. pH 值不合格	1）给水加氨量不足或过量 2）除盐设备再生跑酸碱	1）检查加氨设备，调整加氨量 2）除盐设备再生跑酸、碱时，应立即停止再生；解列除盐水箱运行；排除部分不合格除盐水

表 8-3 炉水水质劣化原因分析及处理

现 象	一般原因	处理方法
1. 外状浑浊	1）给水浑浊或硬度大 2）排污量不够 3）新炉或停用炉启动初期	1）查明组成给水不合格的水源，减少使用，并联系处理 2）加强锅炉排污（表面排污或底部排污） 3）增加底部排污次数，开大表面排污
2. 二氧化硅不合格	1）给水质量不良 2）锅炉排污不正常	1）查明不合格水源，加强蒸汽质量监督 2）增加锅炉排污量（如无效，应检查表面排污管是否堵塞）
3. 电导率（磷酸根）不合格	1）磷酸盐加药量过大或不足 2）加药设备存在缺陷或管道被堵塞 3）排污量过大，大量补水 4）锅炉工况剧变引起磷酸盐暂时消失现象	1）调整加药量（如过大应监督蒸汽的含钠量） 2）通知检修处理 3）在保证水汽品质合格的情况下，减少排污量 4）稳定锅炉工况，调整锅炉排污，必要时执行炉管水冲洗

（续）

现　象	一般原因	处理方法
4. pH 值不合格	1）给水 pH 值不合格；给水夹带酸性物质引起炉水 pH 值低 2）磷酸盐加药过多或过少 3）磷酸盐药品错用或品质差 4）锅炉工况剧变引起磷酸盐暂时消失 pH 小于 9；启动初期管壁结晶的磷酸盐溶于水中，引起 pH 值过大	1）调整给水加药；增加磷酸盐加药量，必要时投加 NaOH 溶液 2）调整磷酸盐加药，在保证蒸汽合格的前提下，开启底排或暂关小连排 3）检查磷酸盐品质和配药 4）稳定锅炉工况，调整锅炉排污

表 8-4　蒸汽品质不合格原因分析及处理

现　象	一般原因	处理方法
含钠量或含 SiO_2 量不合格	1）炉水的含盐量或含 SiO_2 量超标 2）锅炉负荷大、水位高、压力变动大 3）给水品质不良使蒸汽减温水不合格 4）汽包内水汽分离装置缺陷	1）增大排污或消除排污管堵塞，同时降低炉水加药量 2）做热化学试验确定锅炉工况，严格控制锅炉运行方式；调整锅炉负荷、水位 3）查出给水不合格的组分并处理，减少减温水量 4）检修时检查处理

第九章　M701F3 型燃气-蒸汽联合循环机组仿真机

第一节　仿真机开发背景

为了优化能源结构、改善环境污染、提高发电效率，近年来我国建设了一批大型联合循环电厂。燃气-蒸汽联合循环机组不仅可以作为紧急备用电源和尖峰负荷机组，而且可以带基本负荷和中间负荷运行。但是，目前我国还不能独立制造大型联合循环机组，主要设备仍需进口，核心技术仍为国外厂商所掌握，国内厂商也还没有相关的仿真机开发经验。

2005 年，惠州 LNG 电厂与北京同方电子科技有限公司签订了仿真机开发协议，以惠州 LNG 电厂#1 机组及公用系统为仿真对象，研制一套全范围高逼真度的 M701F 型燃气-蒸汽联合循环机组仿真机，用于电厂运行人员的培训、DCS 组态培训以及机组的运行分析研究。

仿真机开发分 3 个阶段：

第 1 阶段，在参考机组投产之前，根据参考机组的设计资料研制仿真机模型，达到对 DCS 进行全面检测和满足运行人员上岗前的培训要求。

第 2 阶段，在参考机组投入商业运行之后，根据参考机组实际运行数据进行重新调试，并将投入运行的 DCS 升级到仿真机上。

第 3 阶段，在参考机组投入运行 5 年后，根据电厂仿真机使用情况及新增使用需求，对仿真机进行二次开发，进一步提高仿真模型精度，丰富仿真机使用功能。

第二节　仿真机仿真范围及功能

一、仿真对象

惠州 LNG 电厂一期工程建设三台 390MW 燃气-蒸汽联合循环发电机组。燃气轮机、蒸汽轮机设备采用日本三菱重工公司和东方电气集团联合体提供的 9F 级燃气-蒸汽联合循环机组，一拖一单轴布置。燃气轮机型号为 M701F，简单循环功率可达 255～270MW，透平入口温度为 1400℃，排气温度为 599℃。压气机为 17 级轴流式，压缩比为 17。蒸汽轮机型号为 TC2F-30，双缸（1 个高、中压缸，1 个低压缸）再热，凝汽式。余热锅炉为杭州锅炉集团公司引进的美国 N/E 公司技术生产的三压、再热、卧式、无补燃、自然循环余热锅炉。发电机型号为 QFR-400-2-20，自并励静态励磁全氢冷。DCS 系统（软件名为 Diasys Netmation）由日本三菱公司提供。

二、仿真范围

这套仿真机仿真范围包括惠州 LNG 电厂 1 号燃气-蒸汽联合循环机组和电厂机组公用系

统。模拟了 M701F3 型燃气-蒸汽联合循环机组在集控制室内的单元机组的全部操作设备及监视画面，对燃气轮机、蒸汽轮机、余热锅炉、电气系统公用系统（COMMON）等系统的设备、操作及监视画面进行了全面的模拟。

除模拟机组的正常启动和停机外，还模拟了电厂机组运行中的 80 个异常事故。仿真机中所包含的系统如下：

1. 燃气轮机系统

包括压气机、燃烧系统、燃气透平、压气机进气系统（空气过滤器）、燃气轮机排气系统、燃料系统（燃料预热器）、空气烟气系统、水洗系统、控制油系统和润滑油系统（与蒸汽轮机共用 1 套系统）等。

2. 蒸汽轮机系统

包括高、中、低压透平，蒸汽系统（包括高压，再热，中、低压蒸汽及高、中、低压旁路系统）给水系统，凝结水系统，抽真空系统，蒸汽轮机轴封、疏水系统，蒸汽轮机振动、胀差系统等。

3. 余热锅炉系统

包括高、中、低压自然循环蒸发系统（汽包、蒸发器、过热器、再热器、省煤器和再循环等），锅炉烟气系统、疏水排污、向上排空系统等。

4. 电气系统

包括发电机、变压器、励磁系统、SFC 系统、密封油系统、氢冷系统、厂用电系统、升压站系统、220kV 母线及出线系统（GIS）、直流及 UPS 系统等。

5. 公用系统

包括循环水系统、闭式循环冷却水系统、辅助蒸汽系统、启动锅炉系统、天然气调压站系统、压缩空气系统、机组公用电气、除盐水系统等。

三、仿真机功能

1. 机组正常启动与停机操作

仿真机可以实现机组从冷态、稳态、热态到满负荷的各种启动操作；从满负荷或部分负荷到热备用或冷态的各种停机操作；任意工况的稳定运行与升降负荷操作。

2. 机组正常启动与停机操作

仿真机能模拟设备故障对机组性能的影响，学员能在仿真机上进行机组紧急运行状态下的操作与事故处理演练。

3. DCS 控制逻辑组态培训

仿真机可作为操作人员的控制逻辑培训工具和热控人员的 DCS 控制逻辑组态培训工具。机组投产前或 DCS 控制逻辑改造前可利用仿真机验证 DCS 控制逻辑的完整性与正确性。

4. 机组运行优化分析

运行人员能利用仿真机对机组各种运行方式进行试验操作和分析，找出最优运行方式，如开展各种运行优化节能试验，将优化试验结果应用到实际运行机组上。

5. 学员成绩评定

教练员站可提供多种对仿真机的监控手段及教学管理手段，用户根据需要设定学员成绩评定教案。

第三节　仿真机构成

一、硬件构成

惠州 LNG 电厂 M701F3 型联合循环发电机组仿真机硬件配置示意图如图 9-1 所示。

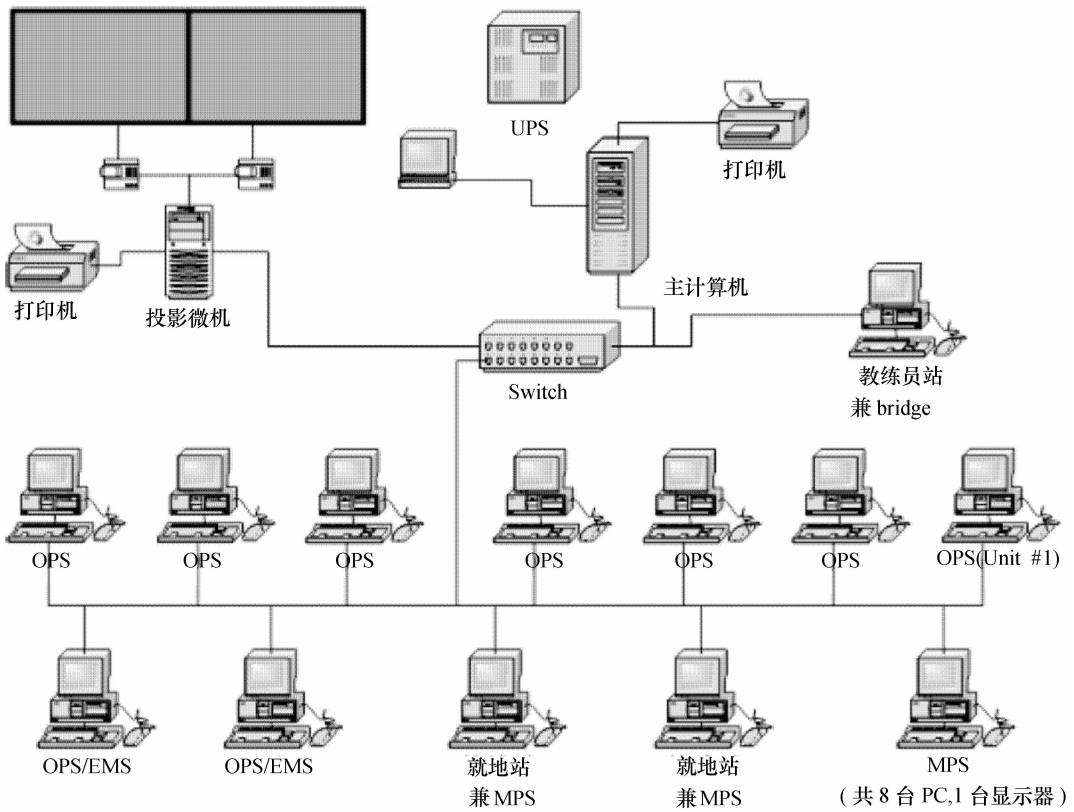


图 9-1　惠州 LNG 电厂 390MW 燃气-蒸汽联合循环机组仿真机硬件配置示意图

图 9-1 所示的主要硬件配置及功能如下：

（1）主机

主计算机采用服务器，用于运行仿真模型。仿真主机采用高性能 PC 服务器作为支承系统数据库服务器和实时模型运行服务器，同时也兼作域控制器，对所有本地的计算机进行安全管理。

（2）操作员站

用于单元机组包括燃气轮机、蒸汽轮机、余热锅炉、电气的监视与控制（机组 DCS）及公共辅机系统的监控（公用 DCS）。

（3）升压站

用于升压站（GIS）的监控。

（4）辅控站

用于辅助车间（化水、制氢、制氯、取样加药、工业废水等）的监控。

（5）逻辑运算单元

装载与运行日本三菱公司的 DCS 控制逻辑及组态软件。

（6）教练员站及数据交换接口

教练员通过教练员站完成对仿真机的各种操作，是仿真机的指挥中心。数据交换接口：日本三菱公司的对外数据交换接口，所有逻辑运算单元通过该接口与外部进行数据交换。

（7）就地操作员站

主控制室以外的与机组启、停过程密切相关的操作项目。

（8）工程师站（EMS）

用于 DCS 的组态、修改和参数整定，运行方式分析等。工程师站用于仿真机的维护与开发，平时也可用作操作员站。

（9）大屏幕

用于投影显示 DCS、盘台、就地操作画面等内容。

（10）网络系统

使用 100M 以太网，拓扑结构为星型连接，通信协议为 TCP/IP，介质为超 5 类双绞线 AMP，各节点通过交换机确保每个节点可独享带宽，配彩色、黑白打印机各 1 台。

二、软件构成

惠州 LNG 电厂 M701F3 型联合循环机组仿真机主要软件构成如下：DCOSE 支持系统软件；设备过程模型软件；教练员站软件；评分系统软件；就地操作软件；与三菱 DCS 虚拟包接口软件；DCS 虚拟包软件；其他工具软件。

第四节　仿真机采用的主要技术

一、功能强大的仿真支持系统

分布式面向对象的仿真支持环境（Distributed Component Orient Simulation Environment，DCOSE）是北京同方电子科技有限公司自行开发的一套高水平的仿真支持系统。仿真支持系统功能是否强大及操作是否友好是仿真机能否开发成功的关键。DCOSE 的目的是建立面向应用的分布式计算支持环境，它基于 . NET 技术，提供图形建模、分布式运行、虚拟 DPU 仿真和分析、实时数据采集和存储、历史数据分析、项目管理和文档管理等功能的全面解决方案。

二、图形建模技术

惠州 LNG 电厂 M701F3 型联合循环发电机组仿真机建模采用图形建模方法，该方法是在图形编辑中通过拖调通用算法模块图元，生成设备模块图（算法的参数化），用线连结各设备模块图，构成子系统模型图（如给水系统模型），所有子系统模型图组成 M701F3 型联合循环发电机组仿真机模型。用户只需具备相应的专业知识即可建立仿真模型，便于仿真机的修改、维护与管理。

三、激励式虚拟 DPU 技术

仿真机中虚拟 DPU 技术是指将实际 DCS 的组态数据输入仿真机，使其能直接模拟实际

DPU 的计算行为。虚拟 DPU 方式将仿真机的开发与电厂 DCS 真正结合起来，在完全不需要 DCS 硬件的基础上，采用与实际 DCS 相同的逻辑组态和画面组态程序，在 PC 环境下就可仿真运行实际 DCS 的所有功能。

该仿真机采用激励式虚拟 DPU 技术（全部使用制造商的 DCS 逻辑及组态软件），将实际机组控制系统的逻辑及组态软件直接输入仿真机，通过接口软件与机、炉、电等仿真模型以数据交换的形式实现仿真机 DCS 的各项功能。DCOSE 与三菱 DCS 软件构成及数据交换方案如图 9-2 所示。

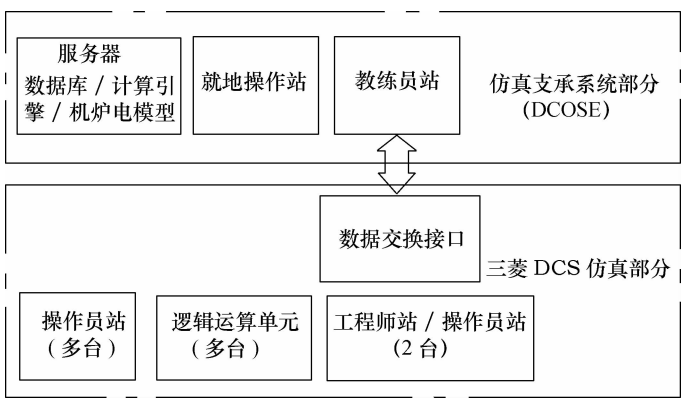


图 9-2　DCOSE 与三菱 DCS 软件构成及数据交换方案

服务器运行 DCOSE 的数据库和实时计算引擎，所有模型任务在实时计算引擎的管理下运行。虚拟 DCS 部分由操作员站、工程师站、逻辑运算单元与数据交换接口组成，所有逻辑运算单元均通过数据交换接口与外部进行数据交换。

为了实现 DCOSE 和虚拟 DCS 的连接，DCOSE 服务器上运行了日本三菱公司的远程控制与数据交换任务软件，实现与虚拟 DCS 的数据交换接口的数据交换，进而和所有逻辑运算单元进行数据交换。此外，其远程控制与数据交换任务负责虚拟 DCS 部分所有逻辑运算单元的调度与控制。

第五节　仿真机的主要特点及仿真效果与应用情况

一、仿真机的主要特点

M701F3 型联合循环发电机组仿真系统除了可以满足传统电站仿真系统所具备的各种培训功能外，还具有以下主要特点：

运行人员岗前培训的练兵平台。运行人员可以利用仿真机熟悉机组操作画面、练习启停机操作及其他常规操作，学习控制逻辑。

由于采用了与实际一致的 DCS 仿真系统，可以很好地让热控人员进行 DCS 组态培训及逻辑修改试验。

由于系统具有高精度的模型、真实的 DCS 仿真软件和先进的仿真支持系统，可以方便地实现对机组启动过程的调试，以及开展运行优化试验，将试验结果应用到实际机组中。

仿真机硬件可靠、软件稳定，运行故障率极低，基本不需要仿真机开发人员到厂维护，

运行维护简单方便。

强大的故障模拟及事故预演平台，仿真机内设 80 个典型事故处理，涵盖了燃气轮机、蒸汽轮机、余热锅炉及电气系统常见故障，凝结了惠州 LNG 电厂 6 年来运行经验的精华。除此之外，还可以利用仿真机进行故障预设和模拟处理，是运行人员进行事故处理演练和考核的最佳平台。

学员操作能力考核平台，教练员可以根据仿真机中内设题库，完成对学员操作能力考试及成绩评定。

二、仿真效果与应用情况

惠州 LNG 电厂 M701F3 型联合循环发电机组仿真机采用逼真的数学模型，所有数学模型都是符合实际电厂全工况全物理过程的机理性模型，遵守质量、能量和动量守恒定律。燃气轮机、蒸汽轮机、余热锅炉及发电机等模型精度达到了仿真机设计要求。仿真机组的重要参数，如燃气轮机第 1 级喷嘴入口温度，排气温度，压气机压缩比，主蒸汽压力、温度、流量，给水压力、温度、流量，机组功率，凝汽器真空等参数，其静态精度在 1% 以内，动态精度在 5% 以内，完全可满足仿真培训的要求。

该仿真机自 2006 年 5 月投入使用以来，在运行维护人员培训及生产运行中发挥着重要作用，取得了很好的使用效果。运行人员利用仿真机进行上岗前的启停机、事故处理等实操考试，利用仿真机开展运行优化节能项目试验、分析，每月利用仿真机开展技术培训、进行事故处理训练，提高运行人员运行操作和事故处理能力；热控人员利用仿真机进行 DCS 控制逻辑修改、逻辑数据的上装及下载，进行 DCS 控制逻辑改造前的模拟试验。

该仿真机自投入使用以来，先后承接了深圳广前电厂、福建莆田燃机电厂、中山嘉明燃机电厂、中海油惠州炼油自备电厂、白俄罗斯明斯克五号电站、大唐绍兴江滨燃机电厂、珠海天然气发电厂、天津陈塘燃机电厂等生产人员的岗前培训任务。惠州 LNG 电厂以一批善于钻研、技术精湛的内训师队伍为依托，以 M701F3 型联合循环发电机组仿真机为平台，逐渐丰富完善了具有惠电特色的培训管理体系，践行“行业标杆、育才基地”的企业使命。

参 考 文 献

[1] 瞿国华. “十二五”期间我国天然气消费格局主要特征及发展方向探讨［J］. 中外能源，2011，16（2）：1-1.

[2] 国家发展和改革委员会. 国家发展改革委关于印发天然气利用政策的通知［Z］. 发改能源［2007］2155 号. 2007.

[3] 张祁，张卫中. 美国天然气行业发展的经验及启示［J］. 国际石油经济，2009，6：22-25.

[4] 2010 年国内外天然气市场研究报告［R/OL］. http://wenku. baidu. com/view/83a22d8da0116c175fo0e487d. html.

[5] 董秀成，佟金辉，李君臣. 我国天然气价格改革浅析［J］. 中外能源，2010，9（15）：6-10.

[6] 胡文瑞. 开发非常规天然气是利用低碳资源的现实最佳选择［J］. 天然气工业. 2010，30（9）：1-8.

[7] 刘道信. 中国天然气市场研究［J］. 学术论从. 2009（1）：6-7.

[8] 杨顺虎. 燃气-蒸汽联合循环发电设备及运行［M］. 北京：中国电力出版社，2003.

[9] 何语平. 大型天然气联合循环电厂机组的轴系配置［J］. 中国电力，2004（8）：7-9.

[10] 吕世森等. “十一五”期间投产电力工程项目造价情况［R］. 北京：国家电力监督委员会，2011.

[11] 梁平. 联合循环电站［R］. 广州：华南理工大学，2004.

[12] 电力行业电站蒸汽轮机标委会和电力行业电站锅炉标委会. DL/T 904-2004 火力发电厂技术经济指标计算方法［S］. 北京：中国电力出版社，2005.

[13] 曾万模. 大型燃气蒸汽联合循环机组热电联产可行性重点问题研究［D］. 广州：华南理工大学，2011.

[14] 焦树建. 燃气-蒸汽联合循环［M］. 北京：机械工业出版社，2000.

[15] Gas Turbine World. Gas Turbine World 2003 GTW Handbook：Volum 23［M］. Connecticut USA：Gas Turbine World. 2003.

[16] Gas Turbine World. Gas Turbine Worid 2004 GTW Handbook：Volum 24［M］. Connecticut USA：Gas Turbine World. 2004.

[17] 清华大学热能工程系，大庆石油管理局供电公司. 燃气蒸汽联合循环电站培训教材：第 1～第 5 册［M］. 北京：清华大学出版社，1988.

[18] 清华大学热能工程系动力机械与工程研究所，深圳南山热电股份有限公司. 燃气轮机与燃气-蒸汽联合循环装置：上、下册［M］。北京：中国电力出版社，2007.

[19] 朱明善，刘颖，等. 工程热力学［M］. 北京：清华大学出版社，1995.

[20] 沈阳黎明航空发动机（集团）有限责任公司. 燃气轮机原理、结构与应用：上、下册［M］. 北京：科学出版社，2002.

[21] 赵士杭. 燃气轮机循环与变工况性能［M］. 北京：清华大学出版社，1993.

[22] 沈炳正，黄希程. 燃气轮机装置［M］. 2 版. 北京：机械工业出版社，1991.

[23] 清华大学电力工程系燃气轮机教研组. 燃气轮机：上册［M］. 北京：水利电力出版社，1978.

[24] 崔平，林汝谋，等. 世界燃气轮机市场厂商与产品性能［J］. 燃气轮机技术，2004.

[25] 吴海滨. M701F 燃气轮机主控制系统分析［J］. 燃气轮机技术，2006（9）.

[26] 席亚宾，李洪涛，马永光. M701F 型燃气轮机控制系统分析［J］. 燃气轮机技术，2009（9）.

[27] 曾万模，刘斌. M701F 型燃气-蒸汽联合循环机组的燃料控制［J］. 热力发电，2007（8）.

[28] 朱欲晓，赖伟彬. 燃气轮机机组空气进口导叶控制逻辑分析［J］. 广东电力，2009（4）.

[29] 吴海滨. M701F 燃汽轮机的燃烧室压力波动监视系统［J］. 燃气轮机技术，2009（6）.

[30] 金晓刚. M701F 燃气轮机燃烧室的特点和燃烧调整［J］. 燃气轮机技术，2010（3）.

[31] 罗国平. 三菱 M701F 燃气轮机燃烧控制技术分析［J］. 自动化技术与应用，2007（11）.

[32] Mitsubishi Heavy Industries . Gas-Turbine Combined Cycle Power Generation Description of Turbine Control [Z]. MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, LTD.

[33] Mitsubishi Heavy Industries . Gas-Turbine Combined Cycle Power Generation Description of Process Control [Z]. MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, LTD.

[34] TAKASAO MACHINERY WORKS . T. Hashi. Gas-Turbine Combined Cycle Power Generation Project Performance Test Procedure [Z]. MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, LTD.

[35] 林汝谋，金红光. 燃气轮机发电动力装置 [M]. 北京：中国电力出版社，2004.

[36] 机械产品质量与检验标准手册编委会。机械产品质量与检验标准手册：动力机械与锅炉卷 [M]. 北京：机械工业出版社，1995

[37] 中国华电集团公司. 大型燃气-蒸汽联合循环发电技术丛书：综合分册 [M]. 北京：中国电力出版社，2009.

[38] 中国华电集团公司. 大型燃气-蒸汽联合循环发电技术丛书：设备及系统分册 [M]. 北京：中国电力出版社，2009.

[39] 焦树建. 论设计余热锅炉时必须考虑的若干问题 [J]. 燃气轮机技术，2003，16（1）：60-63.

[40] 冯志兵，崔平. 联合循环中的余热锅炉 [J]. 燃气轮机技术，2003，16（3）：26-33.

[41] 金江衡. Vogt 强制循环和自然循环余热锅炉评述 [J]. 燃气轮机发电技术，1996，（4）：156-161.

[42] 楚武利，刘前智，胡春波. 航空叶片机原理 [M]. 西安：西北工业大学出版社，2009.

[43] 沈炳正，黄希程，等. 燃气轮机装置 [M]. 2 版. 北京：机械工业出版社，1991.

[44] 何语平. 燃用天然气的 350MW 级联合循环机组蒸汽轮机系统的优化和设备选型 [J]. 燃气轮机技术，2005，18（3）：13-18.

[45] 武汉水利电力大学. 热力发电厂水处理：上、下册 [M]. 3 版. 北京：中国电力出版社，1996.

[46] 武汉水利电力大学. 火力发电厂水处理及水质控制 [M]. 北京：中国电力出版社，2005.

[47] 黄成群，等. 电厂化学 [M]. 北京：中国电力出版社，2007.

[48] 广东惠州天然气发电有限公司产前培训中心. 燃气轮机原理 [Z]. 广东惠州天然气发电有限公司，2004.

[49] 广东惠州天然气发电有限公司产前培训中心. 联合循环电站 [Z]. 广东惠州天然气发电有限公司，2004.

[50] 广东惠州天然气发电有限公司产前培训中心. 余热锅炉. 广东惠州天然气发电有限公司，2004.

[51] 刘斌，穆利洪，薛少华，等. 广东惠州天然气发电有限公司企业标准：M701F 型燃气-蒸汽联合循环机组运行规程 [Z]. 广东惠州天然气发电有限公司，2012.

[52] 谢淑坤，曾洋波，等. 广东惠州天然气发电有限公司企业标准：化学运行规程 [Z]. 广东惠州天然气发电有限公司，2012.

大型燃气-蒸汽联合循环发电设备与运行：

● 机务分册

○ 电气分册

地址：北京市百万庄大街22号
邮政编码：100037
电话服务
社服务中心：010-88361066
销售一部：010-68326294
销售二部：010-88379649
读者购书热线：010-88379203
网络服务
教材网：http://www.cmpedu.com
机工官网：http://www.cmpbook.com
机工官博：http://weibo.com/cmp1952
封面无防伪标均为盗版

上架指导 工业技术／电力技术
ISBN 978-7-111-42338-6
策划编辑◎江婧婧

ISBN 978-7-111-42338-6
9 787111 423386 >
定价：69.50元